



Návrh pohonu pracovních válců valchovacího stroje

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Petr Jakoubě

Vedoucí práce:

Ing. Šimon Kovář, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů





Zadání diplomové práce

Návrh pohonu pracovních válců valchovacího stroje

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Jakoubě**
Osobní číslo: S17000263
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra textilních a jednoúčelových strojů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

1. Provedte rešerši pohonů a rozváděcích mechanismů (převodů).
2. Navrhněte alespoň ve dvou variantách pohon s převodovým ústrojím vhodným pro transformaci dané závislosti s možností elektronického nastavení převodové funkce.
3. Provedte výběr vhodné varianty.
4. Pro vybranou variantu vypracujte výrobní dokumentaci.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

výkresová dokumentace
35
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] L. PEŠÍK. Části strojů: stručný přehled. Díl 1 / Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita, 2001. ISBN 80-7083-584-2
- [2] L. PEŠÍK. Části strojů: stručný přehled. Díl 2 / Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7083-608-3
- [3] H. Meerkamm. Technical pocket guide. University of Erlangen-Nuremberg. Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 1st edition, March 2014.
- [4] JULIŠ, K., BREPTA, R.: Mechanika I. díl. Statika a kinematika. Technický průvodce 65. SNTL Praha 1986.
- [5] BRÁT, V., ROSENBERG, J., JÁČ, V.: Kinematika. SNTL/ALFA Praha 1987.

Vedoucí práce:

Ing. Šimon Kovář, Ph.D.
Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Datum zadání práce:

30. října 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

30. dubna 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

11. června 2020

Bc. Petr Jakoubě

Poděkování

V první řadě chci na tomto místě poděkovat vedoucímu mé práce, Ing. Šimonu Kovářovi, Ph.D. za veškerou pomoc, rady, poskytnuté materiály a trpělivost při vedení této práce. Ve stejném duchu chci poděkovat za vstřícnost během mého studia i ostatním členům katedry KTS TU Liberec. Poděkování patří rovněž i mojí rodině a kolegům, kteří mne při studiích podporovali a byli mi oporou v náročných chvílích.

Abstrakt

Účelem této diplomové práce je návrh inovace konkrétní konstrukční podskupiny jednoúčelového stroje, tzv. valchy, využívané při výrobě klobouků ve společnosti Tonak a.s. v Novém Jičíně. Valcha slouží ke zpevnění primárního polotovaru klobouku ve tvaru zvonu, který vzniká volným kladením vrstev rouna z ovčí vlny na dřevěné kopyto či plástěním králičího chlupu na plástící zvon. Polotovar se tedy skládá z několika překrývajících se vrstev, které jsou vzájemně jen minimálně spojeny. Takovýto polotovar není použitelný pro tvarování klobouku a další zpracování. Z tohoto důvodu je jako druhá operace zařazeno tzv. valchování, při kterém dochází k provázání vláken z jednotlivých vrstev mezi sebou. Valchování se realizuje především postupným třením na plochu složeného polotovaru mezi dvěma skupinami válců, horní (přítlačnou) a spodní. Spodní válece konají jednoduchý rotační pohyb, čímž polotovar posouvají, horní válece zároveň konají sdružený pohyb, skládající se z nekonstantní rotace (konstantní složka s přidaným kmitáním) a kmitáním v axiálním směru.

Inovace se týká návrhu nového pohonného ústrojí rotace (nikoli axiálního kmitání) horních válců na nové valše, stroji, který byl pro společnost Tonak zhotoven katedrou KTS fakulty strojní TUL v roce 2019 (jde o potenciální náhradu historických strojů, na kterých do současnosti probíhá výroba). Tento nový stroj je pojat spíše jako testovací zařízení pro odzkoušení použitých řešení a nalezení nejvýhodnějších parametrů procesu valchování. Z tohoto důvodu stroj umožňuje regulaci jednotlivých pracovních členů, pohonné ústrojí horních válců má podobu samostatných servomotorů pro každý válec. Takovéto řešení je značně nákladné a pro použití v běžné výrobě neopodstatněné. Účelem této práce je návrh vhodnějšího řešení, především úspornějšího, které zároveň umožní částečnou regulaci charakteristik pohybu válců, což současné stroje ve výrobě neumožňují.

Výstupem práce je nejprve návrh možných variant řešení, posouzení jejich výhodnosti, realizovatelnosti a výběr nejvýhodnější z nich. Hlavní částí je pak zpracování konstrukčního návrhu vybrané varianty, tedy vytvoření 3D modelu konstrukce a následně vytvoření výrobní a montážní dokumentace. Pro návrh je nezbytné provedení výpočtů, které v první řadě určí základní parametry použitých součástí (převodové poměry apod.), tedy návrhový výpočet, na který následně navážou detailnější konstrukční výpočty, dimenzování dílů či výběr nejvhodnějších provedení nakupovaných prvků. Po dokončení této části bude následovat hrubá ekonomická analýza, především odhad výrobních nákladů. Závěrem bude zhodnocení

navrhnutého řešení, zamyšlení nad potenciálními nedostatky a problémy konstrukce spolu s návrhem jejich řešení a možnosti případných dalších modifikací konstrukce.

Klíčová slova

jednúčelový stroj, valchování, sdružený pohyb, centrální pohon, mechanismus, klobouk

Abstract

Purpose of this thesis is innovation of specific construction assembly of felting machine, single purpose machine, used as a part of production process of hats in company Tonak a.s. in Nový Jičín, Czech Republic. Felting machine is used for strengthening of primer bell-shaped formation, that later becomes hat. Formation is created by free laying of layers of sheep wool on to the wooden hoof or rabbit fur on to the mantling bell. When created this way, formation is composed of several layers covering each other, but they are not joined together. In this state, formation is not suitable for hat forming and other operations. For this reason is as a second operation applied so-called felting, during which are fibers of material from different layers intertwined together. Felting is mainly based on continuous friction of flat-folded formation between two sets of rolls, upper and lower. Lower rolls are simply rotating with constant speed, while upper ones perform complicated move composed of non-constant rotation (constant value of RPM with added sinusoidal component), while they are oscillating in axial direction.

Innovation is focused on the design of new driving system of rotation (not axial oscillation) of upper rolls on the new felting machine that was designed and manufactured for Tonak by Department of Textile and Single Purpose Machines of Technical University of Liberec, Czech Republic. This machine is planned as potential replacement of historical felting machines that are used for common production till these days, but is also designed as a testing machine to search for ideal parameters of process. For this reason is machine equipped with controllable drives of working features, in the case of upper rolls, each roll is driven by individual servomotor. This design is obviously too expensive and inadequate for machines for common production. Purpose of this job is to find different solution, mainly cheaper, that will allow limited regulation of parameters of process, which older machines are not able to.

First step of thesis is suggestion of possible solutions, evaluation of their advantages and feasibility and selection of the best one. Main part follows in design processing of this variant, creating of 3D model and production and assembly documentation. For this step, necessary calculations will be realized, as first, basic parameters of applied components (transfer ratios etc.) will be set, while following calculations will determine particular dimensions of produced parts or sizes of purchased ones. After that, rough economic analyses will be realized in order to find out acquiring cost. In conclusion, finished solution

will be evaluated, potential weak points will be described, together with possibilities of their solving.

Keywords

Single Purpose Machine, Felting, Combined Movement, Central Drive, Mechanism, Hat

Obsah

Úvod	16
1 Původní řešení.....	20
2 Současné (inovované) řešení.....	21
3 Rešerše pohonů v konstrukci strojů	23
3.1 Základní mechanismy	23
3.1.1 Kloubové mechanismy	23
3.1.2 Vačkové (křivkové) mechanismy.....	23
3.1.3 Šroubové mechanismy.....	24
3.1.4 Klikové mechanismy.....	25
3.1.5 Kolenové (výstředníkové) mechanismy	26
3.1.6 Kulisové mechanismy.....	26
3.1.7 Krokové mechanismy	27
3.2 Zdroje výkonu (motory).....	28
3.2.1 Elektrické systémy.....	28
3.2.1.1 Synchronní motory.....	28
3.2.1.2 Asynchronní motory	29
3.2.1.3 Komutátorové motory	30
3.2.1.4 EC motory.....	31
3.2.1.5 Krokové motory	32
3.2.1.6 Servomotory	33
3.3 Přenos výkonu (převody).....	34
3.3.1 Řemenové převody	34
3.3.2 Řetězové převody	35

3.3.3 Převody ozubenými koly	35
3.3.4 Diferenciály	37
4. Ideové návrhy řešení	38
4.1 Kombinace uspořádání pohonu	38
4.2 Progresivní možnosti řešení kmitání	39
4.2.1 Příklady progresivních návrhů	39
4.3 Konzervativní možnosti řešení kmitání	41
5. Zvolená varianta a její rozbor	43
5.1 Požadované výstupní parametry	45
5.2 Kinematický rozbor pohybu válce	46
5.3 Kinematický rozbor diferenciálu	49
6. Návrhové výpočty	53
6.1 Zatěžující moment válce	53
6.2 Návrh planetového diferenciálu	54
6.3 Návrh redukční převodovky konst. otáčení	56
6.4 Návrh řemenového převodu	57
6.5 Návrh redukční převodovky kmitání	62
6.6 Návrh motorů	63
7. Popis konstrukce a kontrolní výpočty	64
7.1 Pomocný rám	67
7.2 Pouzdra a pomocné hřídele	69
7.3 Skupinový řemenový převod	72
7.4 Kliko-vahadlový mechanismus	74
7.5 Další části	78
8 Ekonomická analýza	82
Závěr	84

Použitá literatura a odkazy.....	86
Seznam příloh.....	89

Seznam veličin a zkratek

Zkratka	Popis	Jednotka
n	provozní otáčky válce	$[1 \cdot \text{min}^{-1}]$
f	provozní frekvence kmitání válce	$[\text{Hz}]$
α	provozní úhel rozkmitu válce	$[\text{°}]$
n_n	návrhové otáčky válce	$[1 \cdot \text{s}^{-1}]$
f_n	návrhová frekvence kmitání válce	$[\text{Hz}]$
α_n	návrhový úhel rozkmitu	$[\text{°}]$
ω_n	návrhová úhlová frekvence válce	$[\text{s}^{-1}]$
i	počet stupňů volnosti	$[-]$
n_m	počet členů mechanismu	$[-]$
j	stupeň kinematické vazby	$[-]$
d_j	počet kinematických vazeb j-té třídy	$[-]$
r	počet rotačních vazeb	$[-]$
t	čas	$[\text{s}]$
T	perioda	$[\text{s}]$
φ	úhlová dráha	$[\text{rad}]$
ω	úhlová rychlost	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
ε	úhlové zrychlení	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$
d_t	diferenciál času	$[\text{s}]$
d_φ	diferenciál úhlové dráhy	$[\text{rad}]$
d_ω	diferenciál úhlové rychlosti	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
φ_v	úhlová dráha válce	$[\text{rad}]$
$\varphi_{v\text{konst}}$	složka konstantního otáčení úhlové dráhy válce	$[\text{rad}]$
$\varphi_{v\text{kmit}}$	složka kmitání úhlové dráhy válce	$[\text{rad}]$
ω_v	úhlová rychlost válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\omega_{v\text{max}}$	maximum úhlové rychlosti válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\omega_{v\text{konst}}$	složka konstantního otáčení úhlové rychlosti válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\omega_{v\text{kmit}}$	složka kmitání úhlové rychlosti válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
ε_v	úhlové zrychlení válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$
$\varepsilon_{v\text{max}}$	maximum úhlového zrychlení válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$
ε_v'	derivace úhlového zrychlení válce	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$
φ_k	úhlová dráha korunového kola	$[\text{rad}]$
n_c	otáčky centrálního kola	$[1 \cdot \text{min}^{-1}]$
ω_c	úhlová rychlost centrálního kola	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
ω_k	úhlová rychlost korunového kola	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

Zkratka	Popis	Jednotka
ω_u	úhlová rychlost unašeče	$[rad*s^{-1}]$
ϵ_k	úhlové zrychlení korunového kola	$[rad*s^{-2}]$
φ_{kmax}	maximum úhlové dráhy korunového kola (resp. rozkmit)	$[rad]$
ω_{kmax}	maximální úhlová rychlost korunového kola	$[rad*s^{-1}]$
ϵ_{kmax}	maximální úhlové zrychlení korunového kola	$[rad*s^{-2}]$
z_c	počet zubů centrálního kola	$[-]$
z_k	počet zubů korunového kola	$[-]$
z_s	počet zubů satelitu	$[-]$
i_{cu}^k	převod z centrálního kola na unašeč při zastaveném korunovém	$[-]$
I_v	moment setrvačnosti válce	$[kg*m^2]$
M_v	zatěžující moment válce	$[Nm]$
$M_{\epsilon v}$	zrychlující moment válce	$[Nm]$
M_c	moment na centrálním kole	$[Nm]$
M_{c8}	součet momentů na centrálním kole od všech válců	$[Nm]$
n_{Mkonst}	otáčky motoru pohonu konstantního otáčení	$[1*min^{-1}]$
i_{konst}	požadovaný převodový poměr pohonu konstantního otáčení	$[-]$
i_{pkonst}	převodový poměr převodovky konstantního otáčení	$[-]$
M_{pkonst}	trvalý výstupní moment převodovky konstantního otáčení	$[Nm]$
$i_{řem}$	převodový poměr řemenového převodu	$[-]$
z_{hnan}	počet zubů hnaných řemenic	$[-]$
z_{hnac}	počet zubů hnací řemenice	$[-]$
D_{phnan}	výpočtový průměr hnané řemenice	$[mm]$
D_{phnac}	výpočtový průměr hnací řemenice	$[mm]$
P_{1konst}	výkon na jeden válec pro konstantní otáčení	$[W]$
P_{2konst}	výkon na dva válce pro konstantní otáčení	$[W]$
P_{4konst}	výkon na čtyři válce pro konstantní otáčení	$[W]$
P_{8konst}	výkon na osm válců pro konstantní otáčení	$[W]$
M_k	moment na korunovém kole	$[Nm]$
n_{kv}	otáčky kliko-vahadlového mechanismu	$[1*min^{-1}]$
n_{Mkmit}	otáčky motoru pohonu kmitání	$[1*min^{-1}]$
i_{kmit}	požadovaný převodový poměr pohonu kmitání	$[-]$
i_{pkmit}	převodový poměr převodovky kmitání	$[-]$
M_{k7}	součet momentů na korunovém kole od všech kmitajících válců	$[Nm]$
P_{7kmit}	výkon na sedm válců pro kmitání	$[W]$

Zkratka	Popis	Jednotka
M_{kmit}	požadovaný výstupní moment převodovky kmitání	[Nm]
M_{pkmit}	trvalý výstupní moment převodovky kmitání	[Nm]
l_1, l_2, l, d_2	geometrie centrální hřídele	[mm]
β, δ	geometrie řemínků	[°]
F_c	síla předpětí centrálního řemínku	[N]
F_r	síla předpětí rozváděcího řemínku	[N]
M_{AX}	ohybový moment v horizontální rovině v bodě A	[Nm]
M_{AZ}	ohybový moment ve vertikální rovině v bodě A	[Nm]
M_A	ohybový moment v bodě A	[Nm]
σ_{oA}	ohybové napětí v bodě A	[MPa]
W_A	modul průřezu v ohybu v bodě A	[mm ³]
σ_{CoA}^*	mez únavy v ohybu v bodě A	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
β_o	součinitel vrubu pro ohyb	[-]
v	součinitel velikosti	[-]
η	součinitel jakosti povrchu	[-]
k_o	bezpečnost v ohybu	[-]
F	síla působící na ojnici	[N]
e	excentricita kliky	[mm]
D	průměr oka v ojnici	[mm]
S_p	průřez ojnice namáhaný tlakem	[mm ²]
S_t	průřez ojnice namáhaný tahem	[mm ²]
σ_p	tlakové napětí v ojnici	[MPa]
σ_t	tahové napětí v ojnici	[MPa]
σ_c	mez únavy v tlaku a tahu pro ojnici	[MPa]
k_p	bezpečnost v tlaku	[-]
k_t	bezpečnost v tahu	[-]
KTS	Katedra textilních a jednoúčelových strojů	[-]

Úvod

Podstatou této práce je návrh nového pohonného ústrojí horní skupiny pracovních válců mnohoválcového valchovacího stroje pro přípravu polotovarů pro výrobu klobouků z ovčí vlny či králičí srsti. Úkolem tohoto stroje je valchování (provázání jednotlivých vláken – chlupů – základního materiálu pro dosažení potřebné soudržnosti a pevnosti) polotovaru před vlastním tvarováním klobouku a následným dokončováním.

Do stroje je vkládán základní polotovar klobouku, mající tvar zvonu (viz obrázek 1), který je vytvářen ručním kladením vrstev materiálu na kopyto (ovčí vlna), či plástěním na plástíci zvon (králičí chlup). Jednotlivé vrstvy tudíž prakticky nejsou provázány.



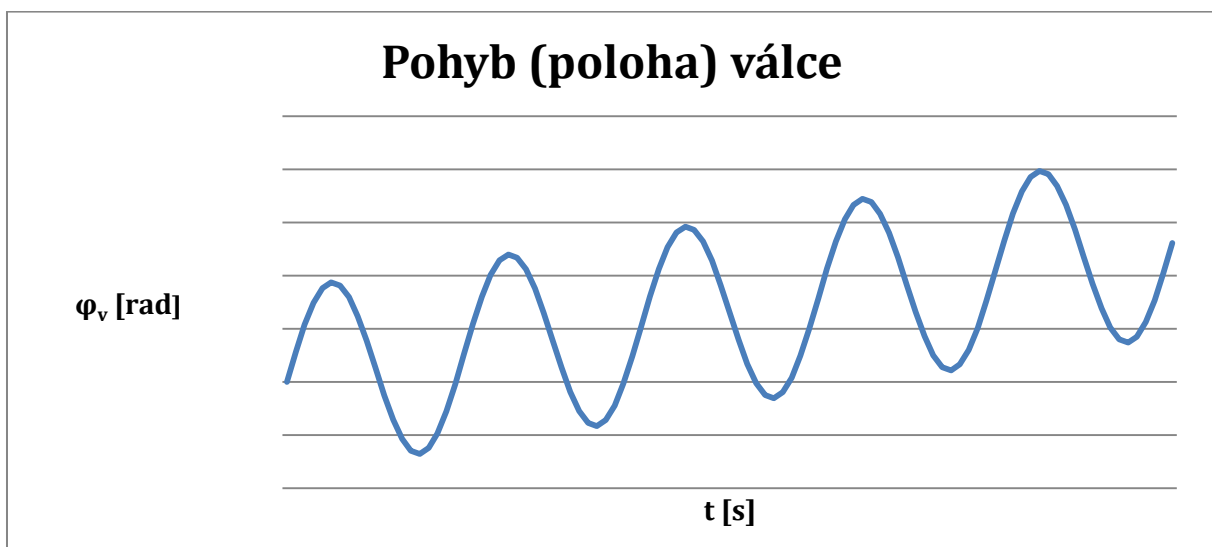
Obrázek 1: Polotovar klobouku před valchováním

Na valchovacím stroji jsou tyto polotovary obsluhou nakladeny na dopravní pás (složeny na plocho), který je následně posouvá mezi dvě skupiny válců, horní (přítlačné) a spodní, mezi kterými probíhá vlastní valchování. V každé skupině se nachází 8 válců. Spodní válce konají jednoduchý otáčivý pohyb konstantní rychlostí, zajišťují tak postupný posun polotovaru strojem, zatímco horní válce konají složitý, sdružený pohyb (kromě prvního válce, který též pouze rotuje), skládající se z rotace s nekonstantním průběhem (konstantní složka s přidruženým kmitáním), a zároveň cyklují v axiálním směru. Uspořádání stroje spolu s jeho funkcí je znázorněno na obrázku 2 na další straně. Charakteristika pohybu horních válců je

znázorněna v připojeném grafu 1. Díky tomuto pohybu a s pomocí perforovaného povrchu válců dochází ke tření a smýkání jednotlivých vláken mezi sebou a tím k zaplstování polotovaru, čemuž je zároveň napomáháno působením tepla a chemických látek. Po průchodu strojem se polotovary vracejí na dopravní pás a na jeho konci padají do zásobníku a jsou odebírány k dalšímu zpracování.



Obrázek 2: Valchovací stroj, polotovar se pohybuje zleva doprava



Graf 1: Charakteristika pohybu sedmi horních válců

V současnosti jsou ve společnosti Tonak využívány dvě provedení valchy tohoto typu, které mají totožný způsob funkce, ale jsou zásadně odlišné konstrukčním provedením, jakož i dobou vzniku. V běžné výrobě dosud slouží letité stroje, viz obrázek 3 níže, vyznačující se klasickým konstrukčním uspořádáním, centrálními pohony a množstvím převodů a mechanismů.



Obrázek 3: Valchy využívané ve výrobě Tonak a.s.

V roce 2019 byl však katedrou KTS fakulty strojní TUL navržen a zhotoven nový stroj (obrázek 4 na následující straně), který představuje jakýsi prototyp zařízení, které by mohlo v budoucnosti historické valchy nahradit. Dalším účelem zařízení je možnost řídit jednotlivé charakteristiky procesu s cílem nalézt ideální parametry procesu valchování. Aby toto bylo možné, je stroj vybaven decentrálními pohony s elektronickým řízením, konkrétně v případě horních válců je každý poháněn samostatným servomotorem.



Obrázek 4: Nová valcha dle návrhu KTS

Takové řešení je ideální pro testování, avšak pro výrobní stroj neopodstatněně nákladné, neboť u takového stroje zřejmě postačí pouze omezené možnosti regulace celé skupiny válců současně. Smyslem této práce je tak návrh nového pohonného ústrojí těchto válců, které bude především levnější a vhodné pro běžný provoz, tedy bude spolehlivé a nenáročné na údržbu. Nejprve bude provedena rešerše mechanismů, zdrojů výkonu a způsobů přenosu výkonu, za účelem sestavení možných variant řešení. Z jejich porovnání bude následně vybráno nejvhodnější konstrukční uspořádání ústrojí, které bude následně rozpracováno. Bude vytvořen 3D model, na základě návrhových výpočtů, které určí hlavní parametry pohonu, následně proběhne detailnější konstrukční výpočet zaměřený na volbu vhodných nakupovaných komponentů a dimenzování vyráběných dílů s ohledem na jejich únosnost a životnost. Po dokončení 3D modelu bude vytvořena výrobní a montážní dokumentace. Navrhnutá konstrukce bude následně ekonomicky zanalyzována za účelem alespoň hrubého stanovení pořizovacích nákladů. V závěru práce proběhne celkové zhodnocení, které by rovněž mělo odhalit potenciální problémy při praktické realizaci a provozu ústrojí s výhledem na jejich řešení i možnosti dalších úprav konstrukce.

1 Původní řešení

Společnost Tonak do současnosti využívá větší množství různých valchovacích strojů, vesměs letitých, které mají konstrukční řešení odpovídající době vzniku. Tato práce se zaměřuje na tzv. mnohoválcovou valchu typu Cassé (dle fr. konstruktéra), jejíž konstrukce se vyznačuje nízkým počtem hnacích motorů, které slouží k centrálnímu pohonu celých skupin stroje. Pro dosažení požadovaných charakteristik pohybu jednotlivých pracovních členů se tím pádem využívá větší množství mechanických převodů a klasických mechanismů. Pomineme-li složitost návrhu takového stroje, tak se tento stroj vyznačuje velmi omezenou, či žádnou možností řídit jednotlivé parametry procesu. Výroba podobné konstrukce by dnes byla dosti nákladná. V neposlední řadě je již tato valcha neuspokojivá z hlediska bezpečnosti práce. Na druhou stranu se jedná o ověřenou, robustní konstrukci, která s výše uvedenými omezeními dobře slouží svému účelu.

Zaměříme-li se blíže na konstrukci pohonného ústrojí horních válců (znázorněna na obrázku 5), je řešena následovně.



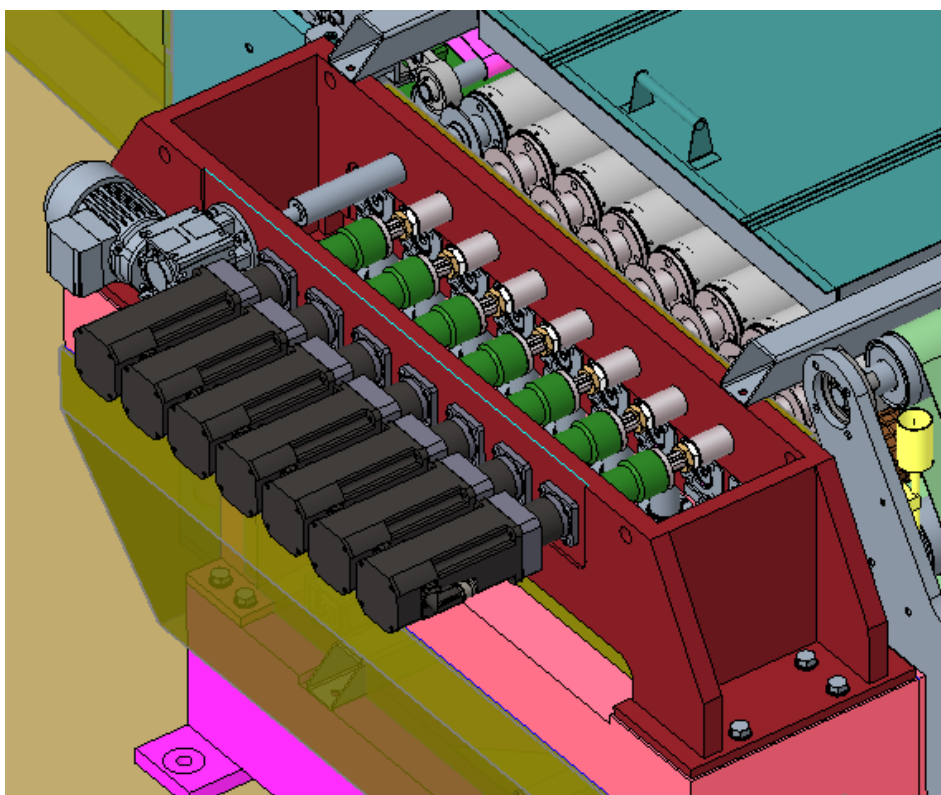
Obrázek 5: Pohon horních válců na stroji Cassé

Konstantní otáčení válců je zajištěno šnekovým převodem, společným pro všechny válce. Je tak zaručena synchronizace pohybu válců, nicméně jde o řešení s nižší účinností, které trpí

třením a je náchylné na opotřebování, vyžaduje tedy dobré mazání. Kmitavý pohyb rotační je vytvářen spolu s kmitáním v axiálním směru a to prostřednictvím šroubové vazby v posuvném uložení válce. Opět se jedná o řešení náročné na mazání, které neumožňuje řídit charakteristiku pohybu. Je patrné, že tato konstrukce neodpovídá současnému stavu techniky, především s ohledem na nemožnost regulace (dnes umožněna použitím mechatronických systémů), vyšší nároky na údržbu, nižší účinnost a značnou výrobní cenu.

2 Současné (inovované) řešení

Nová valcha, navržená KTS, řeší několik nedostatků strojů původních. Vyznačuje se zvýšenou životností pracovních válců a schopností provádět dvě valchovací procedury za sebou, čímž je zásadně zlepšena produktivita. Obojího je dosaženo možností regulace jednotlivých pracovních členů nezávisle na sobě elektronickým řízením tak, jak se během procesu mění vlastnosti polotovaru a tím i mechanické namáhání. v případě horních válců je každý válec poháněn samostatně servomotorem s redukční planetovou převodovkou a následně přes hřídelovou spojku (obrázek 6).



Obrázek 6: Pohon horních válců na inovovaném stroji

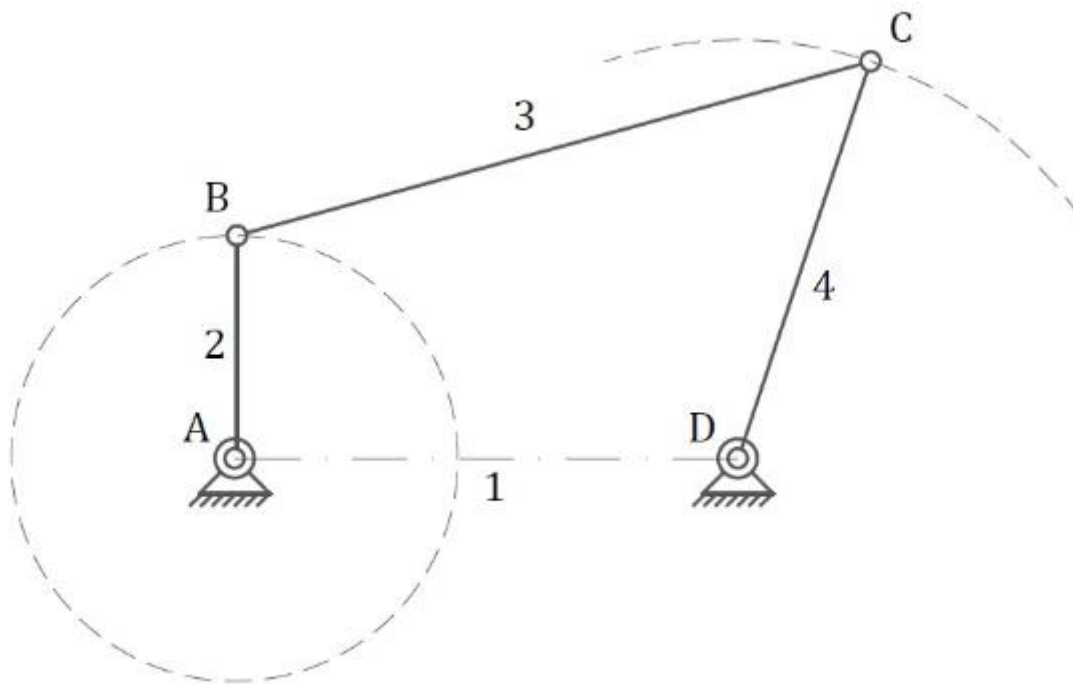
Toto řešení se pochopitelně vyznačuje značnými pořizovacími náklady, které jsou akceptovatelné u testovacího zařízení, kde se rozsáhlá říditelnost využívá pro optimalizaci procesu valchování, nejsou však opodstatněné pro zamýšlenou náhradu výrobních zařízení (výjimku by mohl představovat stroj určený pro speciální série výrobků). Pro standardní výrobu postačí částečná říditelnost. Jelikož kmitání válce má poměrně velkou dynamiku, motory jsou velmi zatížené, čímž ani jejich účinnost není optimální. V ostatních ohledech je již současné řešení vyhovující, tedy spolehlivé bez nároků na údržbu. Axiální kmitání je realizováno nezávislým pohonem na druhé straně válců, který se osvědčil a je celkem jednoduchý, tudíž není hledáno nové řešení. Nové řešení pohonného ústrojí má ideálně respektovat konstrukci válce, celkově by mělo vyžadovat co nejmenší zásahy do ostatních částí valchy a představovat levnější alternativu k současnému řešení, s vyšší účinností a zachovat spolehlivost a nenáročnost údržby.

3 Rešerše pohonů v konstrukci strojů

3.1 Základní mechanismy

3.1.1 Kloubové mechanismy

Skládají se z nejméně tří pohyblivých členů a rámu, spojených rotačními vazbami. Slouží nejčastěji pro převod rotačního hnacího pohybu na pohyb kyvný nebo obecný, a to v rovině i v prostoru. Jejich výhodou je možnost dosáhnouti rozličných trajektorií pohybu (posunem bodu na těhlici) spolu s konstrukční jednoduchostí. Nevýhodou je větší zástavbový prostor, vlastní větší rozměry a z nich plynoucí větší hmotnost a setrvačné účinky. Další nevýhodou je nutná funkční vůle v případě kluzných uložení, která je příčinou provozní nepřesnosti, rostoucí s počtem kloubů. Z těchto důvodů jsou v současnosti v některých případech nahrazovány použitím servopohonů.

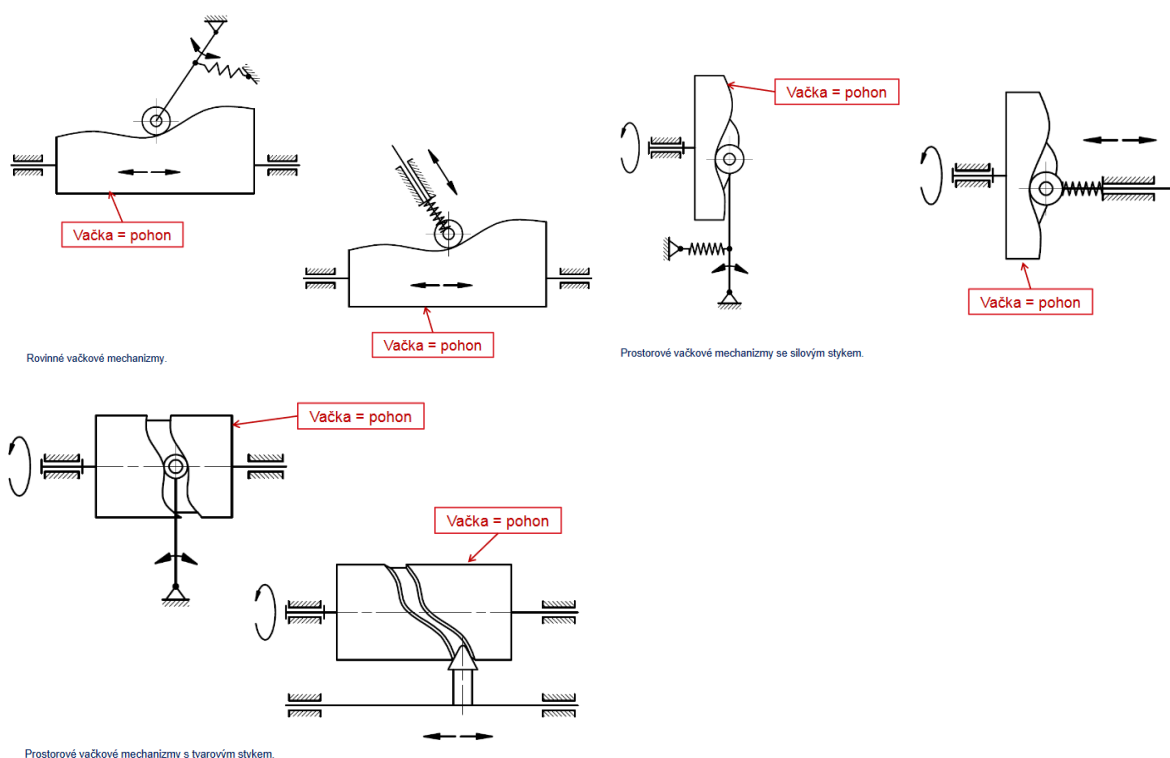


Obrázek 7: Čtyřkloubový mechanismus [1]

3.1.2 Vačkové (křivkové) mechanismy

Tyto mechanismy obsahují hnací, hnaný prvek a rám. Jejich principem je převod nejčastěji rotačního, případně přímočarého vratného hnacího pohybu křivky (vačky) na výstupní pohyb zdvihátka, který je přímočarý vratný (obvyklejší), případně kyvný. Rotační vačky rozlišujeme na radiální a axiální dle směru výstupního pohybu. Jejich podstatou je možnost dosáhnouti

rozličných kinematických parametrů výstupního pohybu – velká zrychlení, několik klidových poloh atd. Nevýhodou vačkových mechanismů je především náročná výroba vačky (úměrná požadované zdvihové závislosti), dále nutnost zajištění vratného pohybu zdvihátka, obvykle se řeší pružinou, což přináší určité limity dynamiky pohybu a hlučnost. Vzhledem k těmto vlastnostem se dnes vačky používají spíše v jednodušších provedeních v sériové výrobě, v ostatních případech bývají nahrazovány tzv. elektronickou vačkou – servopohonem s řízením pohybových závislostí.



Obrázek 8: Různé varianty křivkových mechanismů [2]

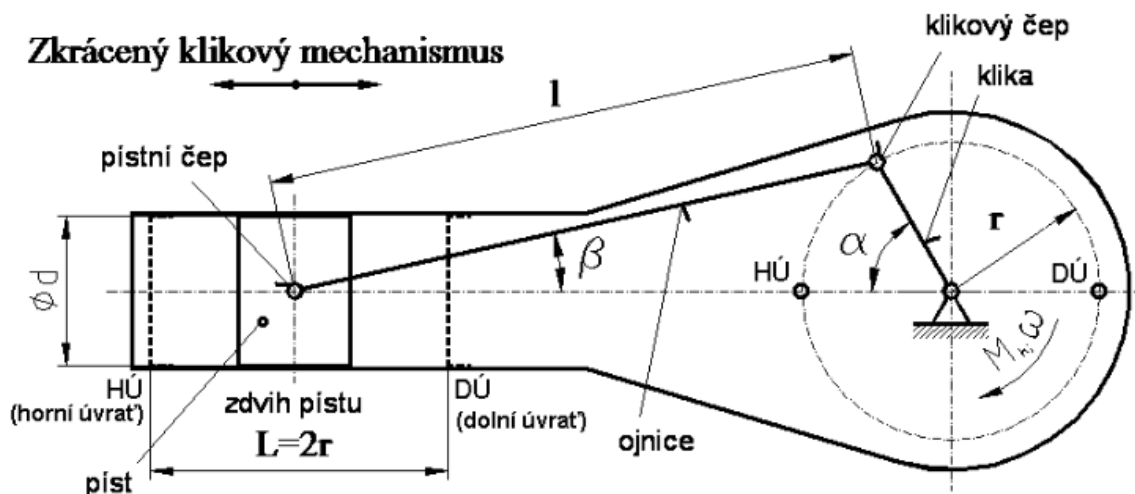
3.1.3 Šroubové mechanismy

Představují jeden z nejjednodušších mechanismů. V základu se skládají z rámu, rotujícího šroubu a posouvající se matice, kdy šroub je obvykle hnací člen, může tomu však být i naopak. Platí vztah, že na jednu otáčku šroubu se matice posune o hodnotu stoupání závitu, případně krát počet závitů u vícechodých závitů. Pokud je požadavek na velkou výstupní sílu na matici při nižších rychlostech, stačí třecí vazba. Pro požadavek na nižší sílu a vyšší rychlosti lze použít šroub s vícechodým závitem. Pokud je požadována vysoká rychlost při velkém zatížení, je nutné použít tzv. kuličkový šroub, kdy je kontakt mezi maticí a šroubem

realizován přes valivá tělíska – oběžné kuličky. Díky svojí jednoduchosti a účelnosti jsou šroubové mechanismy stále jedněmi z nejpoužívanějších v konstrukci strojů.

3.1.4 Klikové mechanismy

Kromě rámu se skládají ze tří základních součástí – rotující kliky, spojovací ojnice (koná obecný pohyb) a posouvajícího se členu (např. píst). Takového uspořádání je základní, možné jsou však i různé modifikace. Hlavním parametrem je zdvih posuvného členu, který je při symetrickém uspořádání dvojnásobkem poloměru kliky. Tento mechanismus je využíván pro převod vratného přímočarého pohybu na rotační a naopak. Přímocharý vratný pohyb slouží jako hnací u spalovacího motoru, obrácené uspořádání pak např. u pístového kompresoru nebo čerpadla, je ale časté i v konstrukci jednoúčelových strojů i jinde. Hlavní výhodou klikového mechanismu je jednoduchost, naproti tomu nevýhodou je pouze malá možnost modifikovat kinematické závislosti mezi hnacím a hnaným členem. Další velkou nevýhodou je nemožnost dokonalého vyvážení mechanismu, která limituje maximální provozní otáčky. Především první zmíněná nevýhoda vede v současnosti často k hledání jiných řešení, např. použití lineárních pohonů, nicméně díky konstrukční jednoduchosti je klikový mechanismus stále běžně používán.



Obrázek 9: Klikový mechanismus (zkrácený) [3]

3.1.5 Kolenové (výstředníkové) mechanismy

Jedná se v zásadě o modifikaci klikového mechanismu, konstrukční uspořádání je stejné, klika je nahrazena tzv. excentrem. Využívá se pouze v uspořádání s hnacím pohybem rotačním. Specifický je však krátký zdvih kvůli malé excentricitě, čímž je dosahováno velké výstupní síly. Vzhledem k tomuto je používán u drtičů, lisů atd. Jeho nevýhody jsou obdobné jako u klikového mechanismu. Excentricita mechanismu je často nastavitelná.

3.1.6 Kulisové mechanismy

Tyto mechanismy řeší stejný úkol jako klikové – převod rotačního pohybu na přímočarý vratný (opačné uspořádání se nepoužívá), mají však odlišné provedení. Základní součástí je tzv. kulisa, obsahující drážku, ve které se pohybuje kámen připojený k rotující klice. V závislosti na konstrukci vykonává kulisa buďto rovnou přímočarý pohyb, nebo koná kyvný pohyb, který je pomocí ojnice převáděn na přímočarý pohyb. Specifickým aspektem druhého provedení je rozdílné trvání pohybu vpřed a zpátky, kdy zpětný pohyb je rychlejší. Díky této vlastnosti byl mechanismus dříve často využíván, typicky na obráběcích strojích. V současnosti je využíván vzácněji, jelikož výroba kulisy je poměrně drahá a mechanismus trpí na ztráty a opotřebení vyšším třením.

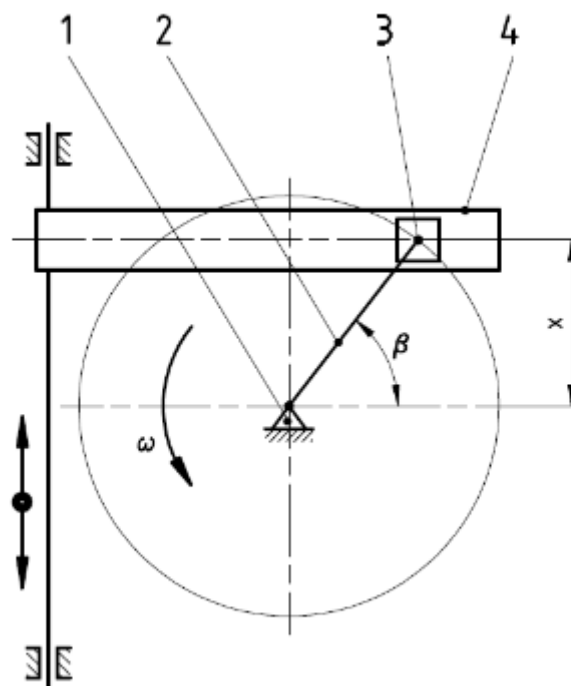
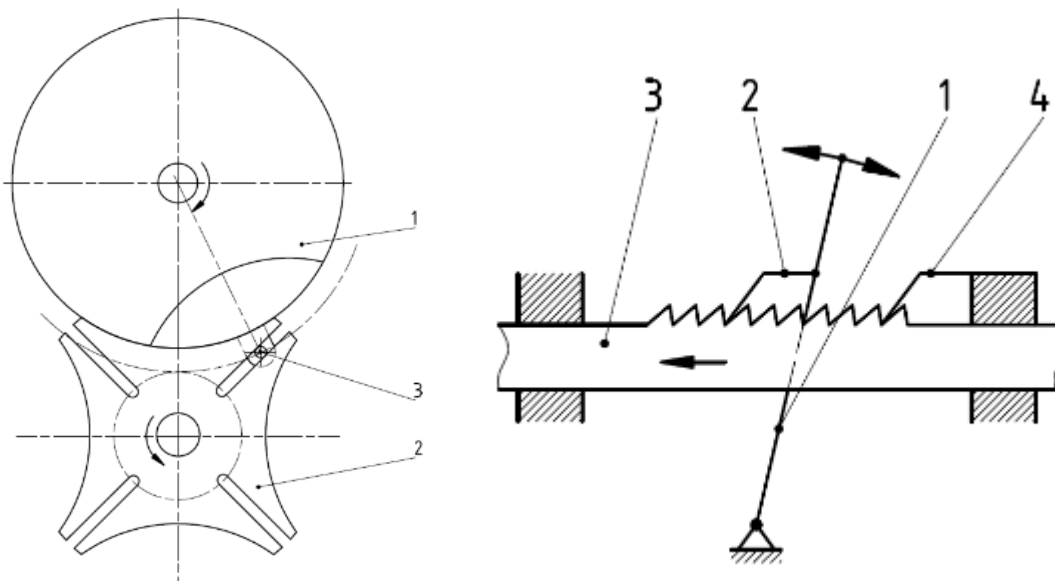


Schéma pravouhlegého posuvného kulisového mechanismu.

Obrázek 10: Kulisový mechanismus [4]

3.1.7 Krokové mechanismy

Od většiny předchozích mechanismů se odlišují přerušovaným charakterem pohybu, obvykle se jedná o rotační pohyb. Patří sem západkový mechanismus, maltézský mechanismus, hvězdicový mechanismus atd. Západkový mechanismus umožňuje pomalé krokování po malých úhlech, resp. vzdálenostech, skládá se z hnací západky konající vratný přímočarý či rotační pohyb, která přerušovaně unáší rotující rohatku či posuvný hřeben. Maltézský či hvězdicový mechanismus vyniká rychlostí kroku, hnací element představuje rotující disk či klika s palcem, který postupně zapadá do jednotlivých drážek maltézského kříže, resp. hvězdice. Mechanismy mohou mít uspořádání jak s hnacím elementem uvnitř, tak i vně. Specifického pohybu těchto mechanismů se často využívá u podávacích zařízení. Mechanismus je obvykle nutné doplnit o element blokující pohyb výstupního členu v okamžiku klidu. Další nevýhodou mechanismů je nízká přenášená síla, rázový přenos pohybu a drahá výroba výstupního členu. Díky unikátní charakteristice pohybu jsou však stále hojně využívány, tradičně v hodinářství a jiných lehkých aplikacích, zpracovatelském průmyslu apod.



Obrázek 11: Maltézský a západkový mechanismus [5]

3.2 Zdroje výkonu (motory)

3.2.1 Elektrické systémy

Elektrické hnací stroje – elektromotory – jsou v současnosti nejrozšířenějším zdrojem výkonu v konstrukci strojů obecně, jednoúčelových nevyjímaje. Dominují především jako zdroje rotačního pohybu, naopak řešení přímo pro lineární pohyb nejsou častá, obvykle se využívá transformace z rotačního. Mezi jejich hlavní přednosti patří variabilita vlastností, příznivá cena (záleží však na konkrétním typu a požadavcích), dobrá účinnost, dnes již poměrně jednoduchá říditelnost výstupních parametrů (opět dle typu), v některých případech možnost rekuperace – přechod do generátorového režimu s návratem energie do sítě, rozmanitost vyráběných typů a velikostí. Většina typů má vysokou spolehlivost a minimální nároky na údržbu, provozuschopnost bez ohledu na teplotu či vlhkost. Nevýhodou jsou větší rozměry a hmotnost především jednodušších elektromotorů, nepoužitelnost běžných provedení do výbušného prostředí (výskyt jiskření), obecné riziko přítomnosti elektrického proudu, magnetické pole elektromotoru může ovlivňovat elektroniku v blízkosti, některé typy jsou hlučné.

Téměř všechny elektromotory pro svoji funkci využívají účinky magnetického pole, kdy na sebe vzájemně působí pole statoru (pevná část elektromotoru) a rotoru (pohyblivá část), který je působením magnetických sil roztáčen. Magnetické pole je u jedné nebo u obou těchto částí vytvářeno elektromagnety, tedy přivedením elektrického proudu, elektromotory pracují jak se stejnosměrným proudem, tak střídavým, jednofázovým či třífázovým napájením.

3.2.1.1 Synchronní motory

Obvykle se jedná o třífázové střídavé motory velkých výkonů, používají se například k pohonu těžkých průmyslových zařízení a dopravních prostředků (kolejová vozidla apod.). Přivedením proudu do statoru dojde k vytvoření točivého magnetického pole, které roztáčí rotor (vybaven elektromagnety nebo permanentními magnety). Při zatížení dojde vlivem fázového posunutí mezi polem statoru a rotoru k vytváření točivého momentu, motory tedy pracují s konstantními (synchronními) otáčkami bez ohledu na zatížení.

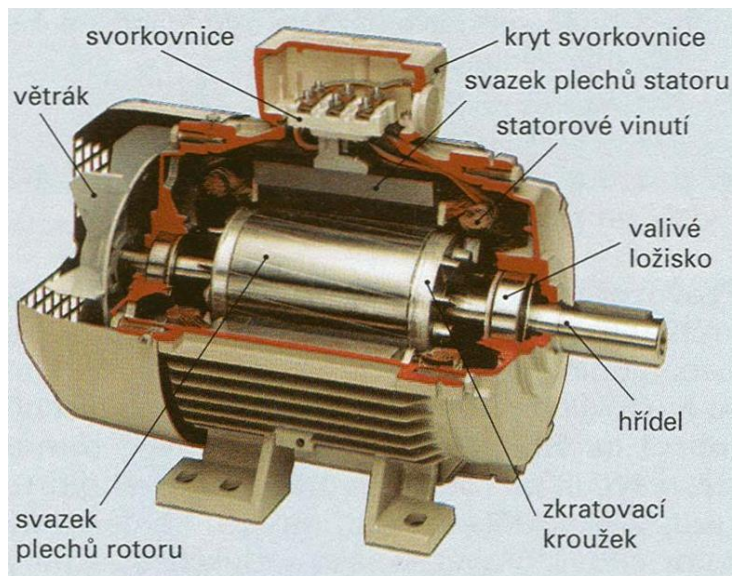
Jejich další výhodou je velmi vysoká účinnost, nevýhodou je nutnost pomocného zařízení pro rozběh (asynchronní vinutí či rozběhový motor), které lze dnes nahradit použitím frekvenčního měniče, kterým je zároveň možné řídit otáčky.

3.2.1.2 Asynchronní motory

Jde o vůbec nejrozšířenější elektromotory v technické praxi. Pracují se střídavým, jednofázovým nebo třífázovým napájením. Točivé magnetické pole statoru je vytvářeno průchodem elektrického proudu a jeho působením je indukováno magnetické pole rotoru, proto se tyto motory nazývají též jako indukční. Vzájemným působením těchto polí je rotor roztáčen, pokud pracuje bez zatížení, blíží se jeho otáčky otáčkám pole statoru (synchronní otáčky, jsou dány stejně jako u synchronního motoru). Pokud je rotor zatížen, jeho otáčky poklesnou oproti poli statoru o tzv. skluz, který je úměrně velký zatěžujícímu momentu. V ustáleném stavu bez přetěžování není skluz vzhledem k otáčkám pole velký, pohybuje se v řádu několika %. Výrobci definují pro motor tzv. jmenovité otáčky, při kterých má motor jmenovitý výkon.

Otáčky motorů lze řídit změnou frekvence (frekvenční měnič), změnou napětí – posouvá pracovní bod, změnou počtu pólů (skoková regulace) a změnou skluzu (pouze u tzv. kroužkové kotvy). Mezi hlavní výhody patří nenáročná konstrukce, výroba i provoz. V současnosti již není problémem regulace těchto motorů, díky čemuž na spoustě míst vytlačují dříve běžné komutátorové motory, oproti kterým mají další výhodu v absenci jiskření. Při běžném provozu mají výbornou účinnost, motory lze též střídavě i dlouhodobě používat jako generátory, tedy v režimu brzdy. Hlavní nevýhodou je poměrně velká hmotnost a rozměry.

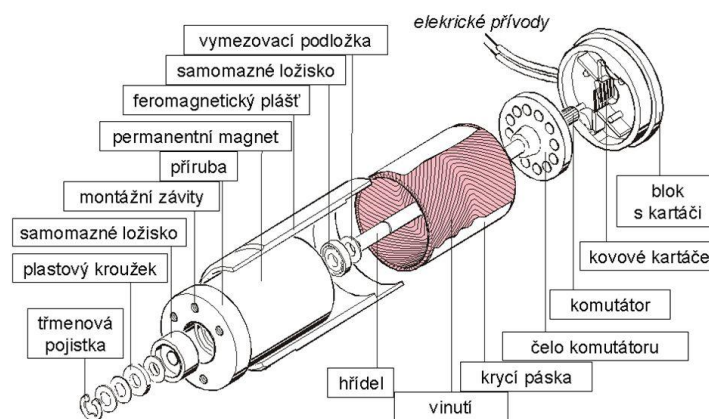
Díky univerzálnosti a jednoduchosti konstrukce se jedná o nejběžnější hnací stroje ve všeobecném průmyslu všude tam, kde nejsou specifické nároky na charakteristiku výkonu a momentu, případně řízení polohy atd.



Obrázek 12: Asynchronní motor [6]

3.2.1.3 Komutátorové motory

Jedná se o motory na stejnosměrný i střídavý proud, často mohou být napájeny obojím, pak se jedná o tzv. univerzální motor. Stator motoru obsahuje dvě cívky, které jsou zapojeny do série s rotorem. Propojení těchto dvou vzájemně se pohybujících částí je možné právě díky komutátoru, což je váleček spojený s vinutím rotoru a na něj přiléhají tzv. kartáče statoru, čímž je realizován vodivý kontakt. Při průchodu proudem oběma vinutími je vytvářeno magnetické pole, vinutí jsou však uspořádána tak, že vzniká tečná magnetická síla roztáčející rotor. Vhodnější je napájení stejnosměrným proudem, u střídavého vznikají vířivé proudy a motor má nenulový jalový výkon. Výhodou těchto motorů je velký výkon při malých rozměrech, velký záběrový moment od nízkých otáček, teoreticky nekonečné otáčky se snadnou regulací změnou napětí. Z tohoto důvodu musí být k motoru vždy připojen nějaký spotřebič, typicky vlastní ventilátor, jinak by mohlo dojít k přetočení motoru. Zásadní nevýhodou představuje samotné vodivé propojení komutátorem, které podléhá opotřebení a způsobuje jiskření. Tyto vlastnosti předurčují komutátorové motory k použití v méně náročných aplikacích bez trvalého provozu, kde jsou výhodné malé rozměry (ruční nářadí, domácí spotřebiče). Dříve byly tyto motory rovněž časté všude, kde bylo nutné regulovat výkon motoru, neboť jiná řešení nebyla dostupná.

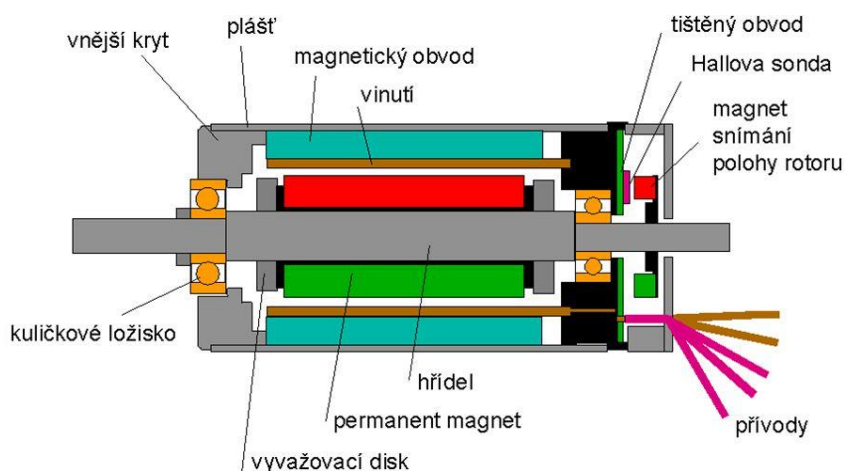


Obrázek 13: Komutátorový motor [7]

3.2.1.4 EC motory

Jde o takzvané elektronicky komutované, též bezkartáčové motory moderní konstrukce, nahrazující běžné střídavé i stejnosměrné motory a spojující výhody obojího. Elektronická komutace je umožněna výkonovou polovodičovou elektronikou. Rotor se skládá z permanentních magnetů a stator z pevných vinutí. Motory mají velkou životnost, jelikož neobsahují vodivý kontakt komutátor-kartáče, čímž zároveň nevzniká jiskření a hluk. Použitá elektronika sama umožňuje regulaci motoru, momentová charakteristika je plochá. Motory se dále vyznačují lepší účinností než asynchronní a komutátorové motory, díky čemuž se i méně zahřívají, mají také menší rozměry. Jedná se o perspektivní pohon do budoucna, v současnosti je omezen cenou výkonové elektroniky na aplikace s menšími výkony či vysokými požadavky na regulaci a účinnost.

Konstrukce EC

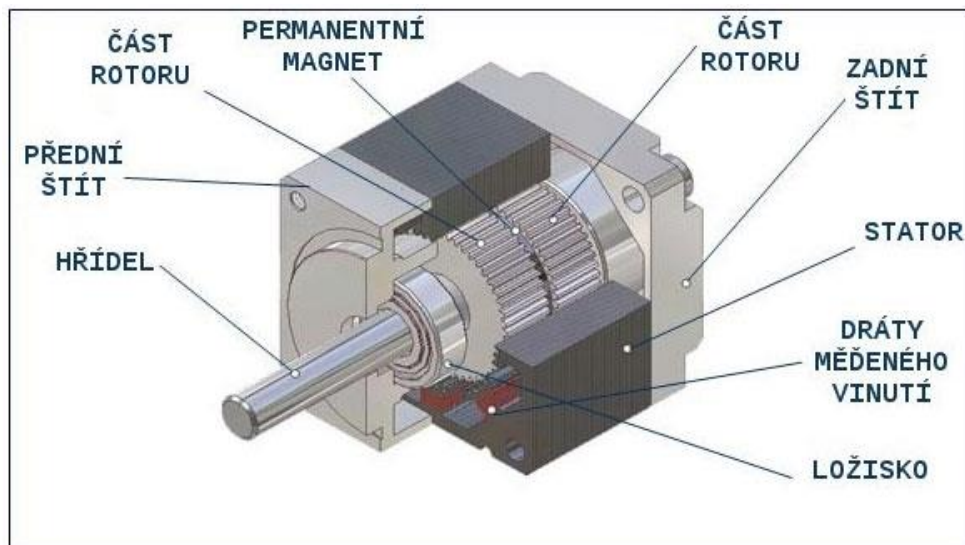


Obrázek 14: EC motor [8]

3.2.1.5 Krokové motory

Jedná se o synchronní stroj obvykle napájený stejnosměrným proudem. Skládá se z velkého množství pólových dvojic, jejichž postupným napájením dochází k pootáčení rotoru, čímž je umožněno nastavení motoru do konkrétní polohy. O napájení se stará výkonová elektronika, která v přesném pořadí napájí jednotlivá vinutí impulzy. Při nízkých otáčkách je tím pádem pohyb nesouvislý, trhavý. Počet pólových dvojic zároveň udává počet klidových poloh, ve kterých je možné motor řídit, resp. úhel kroku, o který se stator pootočí z jedné polohy do druhé.

Nevýhodou je ztráta kroku při momentovém přetížení a riziko rezonancí při provozu v určitých otáčkách. Rovněž cenově se jedná o motory pro náročnější aplikace s menšími výkony při požadavku na přesné zastavování v polohách či rychlost otáčení.



Obrázek 15: Krokový motor [9]

3.2.1.6 Servomotory

Jedná se o specifické zařízení, které nezahrnuje pouze samotný elektromotor, ale zároveň i snímače a regulaci, umožňující snímání polohy hřídele motoru a okamžité řízení pohybových veličin jakož i polohování motoru. Konstrukce vlastního elektromotoru může být různá, hlavní dělení je na synchronní (umožňují mnohonásobné momentové přetížení) a asynchronní (běžnější). Všechny servomotory se vyznačují schopností vysoké dynamiky pohybu, reverzování, mohou pracovat i v nízkých otáčkách, jejich momentová charakteristika je velmi plochá. Představují nejvyspělejší, avšak také nejdražší řešení elektrického pohonu. Navzdory ceně se dnes hojně prosazují, a to i pro velké výkony.



Obrázek 16: Servomotor [10]

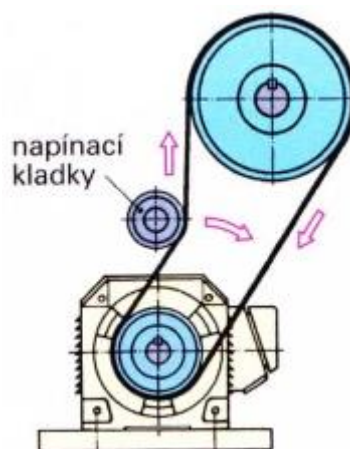
3.3 Přenos výkonu (převody)

3.3.1 Řemenové převody

Představují jeden z nejstarších způsobů přenosu výkonu vůbec. Jedná se o převody se silovým, u ozubených řemenů i tvarovým stykem, k přenosu slouží jednodílný, ohebný řemen s tažným kordem z textilních či jiných vláken, čímž tlumí rázy a chvění. Slouží k přenosu malých i velkých výkonů na malé, střední až větší vzdálenosti, nejsou náročné na souosost a polohu hřídelí celkově, ani na provozní prostředí, provozní rychlost může být velká. Řemeny dělíme na hladké či ozubené, ploché nebo klínové. Dnes jsou nejběžnější hladké klínové, díky svojí jednoduchosti a nízké ceně. Nezaručují přesný převodový poměr (dochází ke skluzu), plní však zároveň funkci pojistné spojky, při přetížení dojde k prokluzu. Další nevýhodou je nutnost značného předpětí řemene, kterou klínový tvar vyžaduje pro vytvoření dostatečné třecí síly, tím jsou namáhány hřídele a ložiska.

Druhou dnes obvyklou skupinu představují řemeny ploché ozubené. Svými vlastnostmi se blíží řetězovým převodům, zaručují přesný převodový poměr, jde tedy o sofistikovanější řešení spíše pro menší výkony a vzdálenosti. Nemusí být napínány velkými silami, jsou tedy šetrnější k ložiskům a hřídelím.

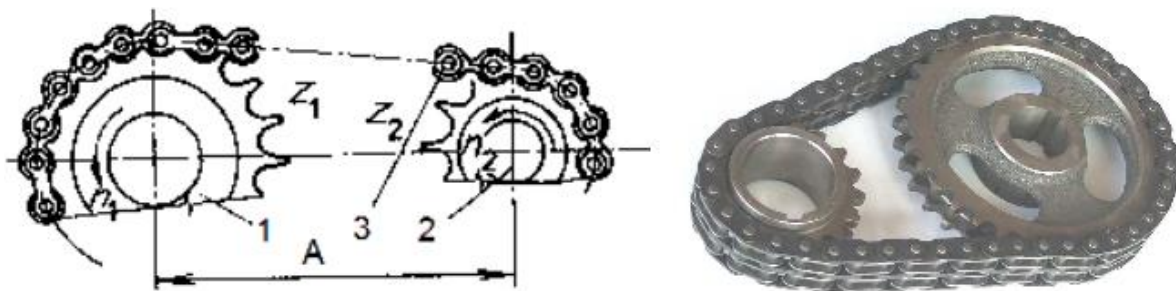
Jelikož u všech řemenů dochází časem k protažení, musí být konstrukčně podchycena možnost dopínání. U všech řemenů je možné pohánět více hřídelí. Zároveň je při použití oboustranných řemenů možné dosáhnout opačného smyslu otáčení řemenic. Celkově jsou tyto převody velmi časté, především díky malým nárokům na přesnost, údržbu a cenu.



Obrázek 17: Řemenový převod [11]

3.3.2 Řetězové převody

Jsou založeny na tvarovém styku řetězu s řetězovými koly, řetěz se skládá ze segmentů-článků různého konstrukčního provedení, dnes je nejobvyklejší řetěz válečkový, gallův či pouzdrový. Mohou přenášet velké momenty od malých až po velké vzdálenosti, jsou citlivější na přesnou vzájemnou polohu kol. Na rozdíl od řemenů nevyžadují předpětí, pouze je konstrukčně nutné zachytit protažení během provozu (u kratších není nutné vůbec). Jsou však náročnější na čistotu provozu, vyžadují přimazávání za provozu a jejich chod není dokonale klidný, postupným nabíháním článků na kolo vznikají vibrace. Převodový poměr je přesně definovaný, materiálem řetězů i kol je obvykle zušlechtěná ocel. Jako u řemenů je možné pohánět jedním řetězem vícero hřídelí při vhodném konstrukčním uspořádání. Poloha volné větve není libovolná, neměla by se nacházet na horní straně, což nelze splnit u reverzujících převodů. Pokud dojde k protažení řetězu nad přípustnou mez, je nutné jej vyměnit i s koly. Navzdory vyšší ceně a náročnosti konstrukce jsou hojně používány především tam, kde je nutné přenést větší výkon s pevně daným převodovým poměrem



Obrázek 18: Řetězový převod [12]

3.3.3 Převody ozubenými koly

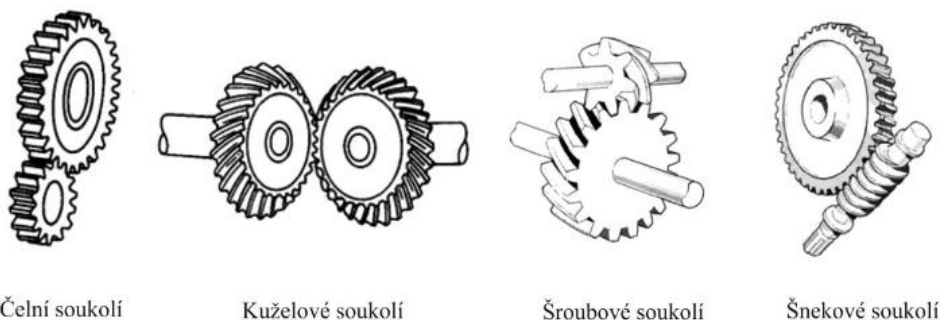
Ozubená kola jsou jednou z nejběžnějších metod přenosu velkých výkonů na krátké vzdálenosti. Na strojích bývají používána i samostatně, nejčastěji jsou však součástí převodovek. Jedná se o robustní řešení s velkou životností a účinností i při stálém provozu, je však náročné na kvalitu a přesnost výroby. Na těchto aspektech záleží jejich životnost, hlučnost a vibrace při provozu. Mohou přenášet i vysoké otáčky, kromě nenáročných aplikací však vyžadují čisté provozní prostředí a mazání. Kola jsou obvykle zhotovena z jakostní oceli, v určitých případech však mohou být i litinová, hliníková či plastová pro nenáročné aplikace.

Převody ozubenými koly dělíme nejčastěji podle vzájemné polohy vstupní a výstupní hřídele. Hlavní skupinu představují čelní ozubená soukolí, která přenášejí výkon mezi rovnoběžnými hřídeli. Ozubení kol je buď přímé, nebo šikmé, které zaručuje menší namáhání a plynulejší chod, což vede k lepší životnosti. Pro největší zatížení se používá tzv. šípové ozubení. Tato soukolí se na rozdíl od ostatních používají i ve variantě s vnitřním záběrem.

Druhou nejčastější variantou jsou kuželová ozubená kola, přenášející výkon mezi hřídeli ležícími pod úhlem (nejčastěji 90°) v jedné rovině. Pro nízké otáčky a nenáročný provoz postačí přímé ozubení, v sériové výrobě se z technologických i konstrukčních důvodů využívá spíše speciálních, křivkových tvarů zubů.

V případě, že jsou hřídele mimoběžné, tedy v různých rovinách pod úhlem (klasicky opět 90°), používá se k převodu šnekového soukolí. To se vyznačuje především možností velmi velkého převodového poměru, avšak za cenu ztráty účinnosti a vysokého opotřebení. Je tudíž nezbytné tato soukolí kvalitně mazat, obvykle se navíc hnané kolo vyrábí z materiálu s dobrými kluznými vlastnostmi. Tato soukolí se také mohou vyznačovat samosvorností, tedy že přenášejí výkon jen jedním směrem, což se příležitostně využívá v konstrukci strojů.

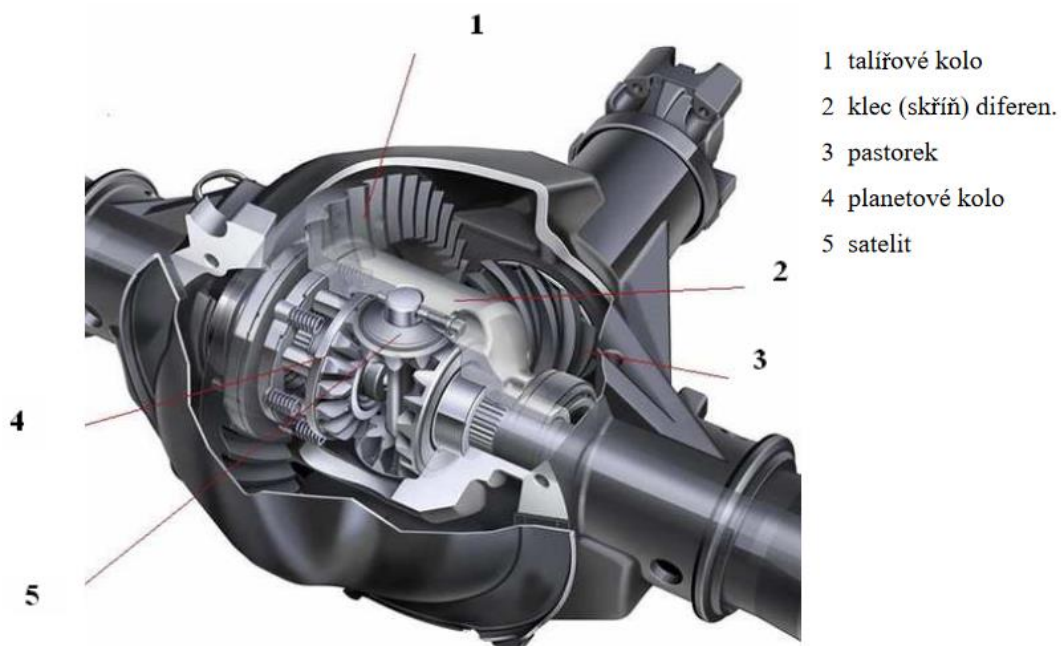
Obecně ozubená kola představují spolehlivé řešení přenosu výkonu, jejich hlavní nevýhodou je vysoká výrobní cena, především u kuželových kol. Z tohoto důvodu je v posledních desetiletích patrná snaha nahradit je jinými konstrukčními řešeními, především ve smyslu úspory převodovek a rozvodovek ve prospěch lokálních pohonů servomotory apod. Dále však mají velmi pevné místo např. v dopravním strojírenství a automobilech, obráběcích strojích atd. S řetězovými a řemenovými převody si příliš nekonkurují, vzhledem k ceně a přenosu výkonu pouze na krátkou vzdálenost.



Obrázek 19: Ozubená soukolí [13]

3.3.4 Diferenciály

Představují specifické zařízení, nejčastěji na základě planetových převodů, čelních či kuželových. Jejich hlavním rysem jsou dva stupně volnosti (nejedná se tedy o mechanismus), čímž může dojít například k rozdělení jednoho hnacího pohybu v určitém podílu na dva hnané, v závislosti na silových či kinematických poměrech. Této vlastnosti se specificky užívá u automobilů, kde je tak umožněno každému kolu (nebo nápravě) při průjezdu zatáčkou otáčet se rozdílnou rychlostí, jinak by došlo ke smyku. Dále umožňují pomocí kombinace dvou vstupů dosáhnout požadované pohybové charakteristiky na výstupu. Podobně jako běžné převody ozubenými koly je dnes možnost nahradit diferenciál samostatnými elektrickými regulovanými pohony, tudíž se jejich rozšíření oproti minulosti, kdy byly diferenciály poměrně běžné v obecném strojírenství, omezuje na tradiční aplikaci v automobilech.

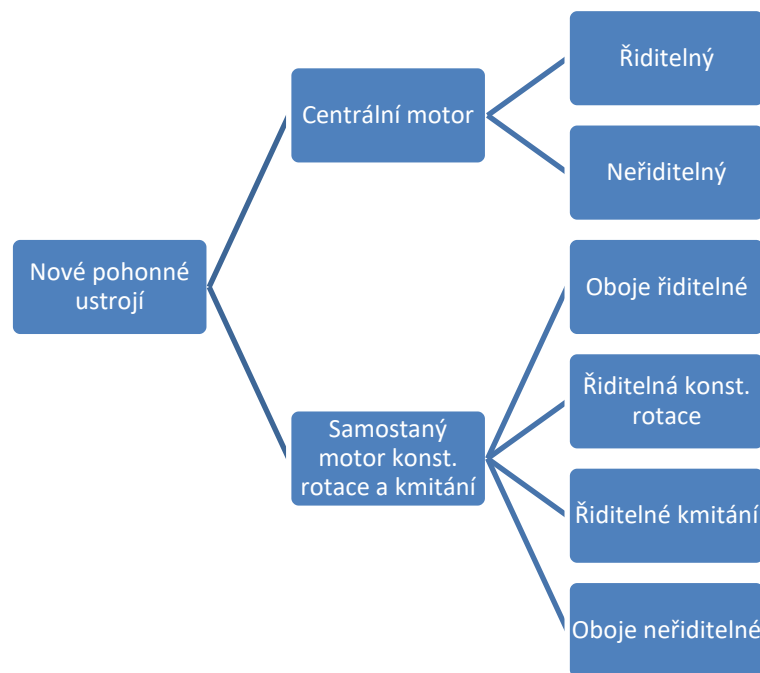


Obrázek 20: Diferenciál založený na kuželovém planetovém soukolí [14]

4. Ideové návrhy řešení

4.1 Kombinace uspořádání pohonu

Souhrn možných uspořádání pohonného ústrojí je přehledně znázorněn v níže umístěném stromovém diagramu. Základní kombinace uspořádání jsou rozděleny na dvě hlavní větve v závislosti na tom, bude-li celá charakteristika pohybu (konstantní rotace a kmitání) realizována jedním centrálním motorem, nebo bude pro obě části motor samostatný. Druhá linie kombinací vzniká splněním/nesplněním možnosti říditelnosti daného pohonu či pohonů. Další linie jsou již spjaty s konkrétním konstrukčním provedením (viz popisy v další kapitole), jedná se např. o řízení pohonu (aktivní/pasivní, spojitě/nespojité), zdroje výkonu a jeho přenosu atd., tyto dílčí kombinace již nejsou v diagramu uvedeny.



Obrázek 21: Diagram možných uspořádání pohonného ústrojí

Použití centrálního motoru vyniká především úsporou nákladů a potenciální jednoduchostí při nalezení vhodného principu či uspořádání konstrukce. Nevýhodou je právě obtížné nalezení takového řešení, které by se navíc zřejmě muselo opírat o využití neobvyklých mechanismů či jevů, s nimiž není mnoho praktických zkušeností a dostatek informací. Další nevýhodou je obtížné řešení říditelnosti pohybu, především při požadavku na samostatné řízení buď konstantního otáčení, nebo kmitání (jelikož obojí by bylo mechanicky provázáno). Toto by zřejmě šlo částečně řešit doplněním určitého konstrukčního detailu, umožňujícího

alespoň skokově mechanicky řídit část pohonu nezávisle. Ve vyšší úrovni je možné toto mechanické řízení dále uzpůsobit pro např. elektrické ovládání, čímž se však praktický ruší výhoda centrálního pohonu jako takového. Celkově lze tuto cestu zhodnotit tak, že skýtá velký potenciál úsporného, elegantního a jednoduchého řešení, ovšem za cenu nevyzpytatelnosti nalezení použitelného řešení a rizika zásadních problémů při jeho realizaci.

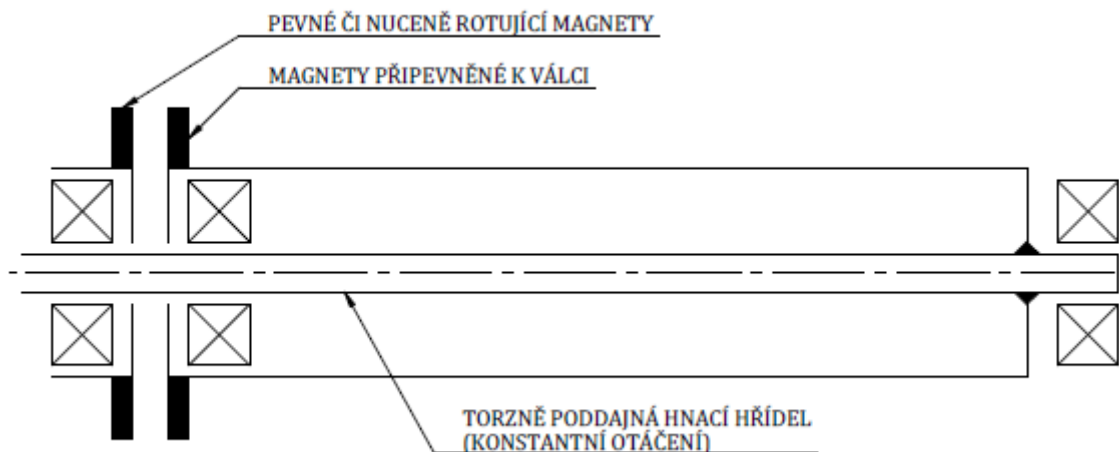
Naopak využití dvou samostatných motorů pro jednotlivé složky pohybu nabídne možnost jednoduchého elektronického řízení obou složek pohybu nezávisle. Pořizovací náklady na dva motory budou oproti jednomu vyšší, výhodou pro konstrukci je ale to, že jejich rozměry budou menší, snáze se tak do stroje umístí.

4.2 Progresivní možnosti řešení kmitání

První skupinu možných řešení problému tvoří ty, které jsou založené na využití různých fyzikálních jevů, principů a zvláštních konstrukčních přístupů, které nejsou při stavbě jednoúčelových strojů běžně využívány. Hlavní výhodou těchto řešení je možnost nalezení poměrně konstrukčně jednoduchého i cenově nenáročného řešení problému. Naopak problematickým aspektem jsou obecně malé zkušenosti s praktickým využitím různých zvláštních jevů, principů a přístupů, nedostatečné informace v dané oblasti, vlivem čehož se můžou některá, teoreticky slibně vypadající řešení, později ukázat jako nerealizovatelná.

4.2.1 Příklady progresivních návrhů

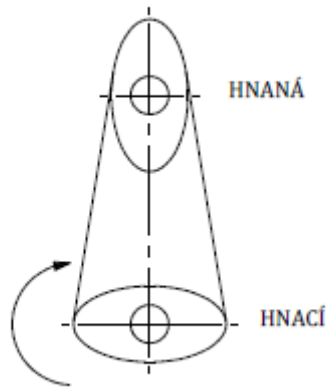
Jednou z možností, jak teoreticky dosáhnout požadovaného průběhu pohybu válce, je následující kombinace permanentních magnetů a torzně poddajné hřídele. Skrze poddajnou hřídel by bylo přiváděno konstantní otáčení, kmitavá složka by byla zajištěna magnety. Jedna sada magnetů by byla připevněna k válcům, zatímco druhá by byla buďto stacionární, připevněná k rámu, spíše by však musela být na samostatném, pohyblivém členu (vyžaduje druhý hnací motor). Během otáčení by se tak sady magnetů vůči sobě pohybovaly, což by spolu s torzní poddajností hnací hřídele způsobilo vznik kmitavého pohybu povrchu válce. Varianta je schematicky znázorněna níže.



Obrázek 22: Pohon válců využívající permanentních magnetů

Výhodou tohoto řešení by byla především jednoduchost konstrukce. Problémem je měnící se zátěžný moment během procesu, na což by válec mohl nevyzpytatelně reagovat. Samotný návrh by byl obtížný, neboť analytické řešení zřejmě nebude možné, jedinou šancí by bylo využití simulačních softwarů, umožňujících práci s magnetizmem. I přesto je však vyřešení problému nejisté, neboť použití permanentních magnetů se v technické praxi (vyjma elektrotechniky) omezuje spíše na jednoduché případy, jako přídržné mechanismy apod., tudíž s ním není příliš zkušeností, je zde riziko nežádoucí rezonance atd. Případný požadavek na úpravu charakteristiky pohybu, řešitelný řízením motorů, by mohl vyžadovat i výměnu magnetů, což není výhodné. Další nevýhodou je nutnost úpravy konstrukce válců, tedy není možné případné otestování na současném stroji.

Jiným konstrukčním prvkem, který by pomohl realizovat požadovaný průběh, by bylo použití převodu s ozubeným řemenem na speciálních řemenicích eliptického tvaru, které by byly vůči sobě pootočené o 90° (znázorněno na obrázku níže). Podmínkou je, aby otáčky těchto řemenic odpovídaly frekvenci kmitání válce, za tímto převodem by tudíž byl doplněn další převod do pomala, který by snížil otáčky na požadované, konstantní otáčení válce (frekvence kmitání se zachovává).



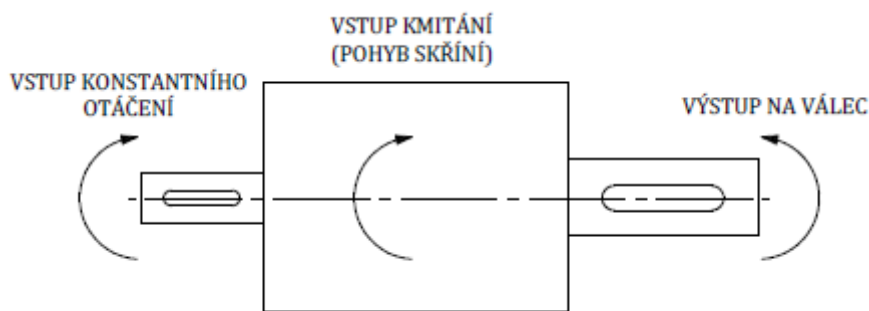
Obrázek 23: Pohon válců využívající eliptických řemenic

Tento prvek sám o sobě nestačí k dosažení požadovaného průběhu, neboť z grafu 1 v kapitole 1 je zřejmé, že poměr kmitání válců a konstantní rychlosti je takový, že válce by ve velké části cyklu měly přímo reverzovat. Ústrojí by tím pádem muselo být poháněno servomotorem, který by pomohl přiblížit charakteristiku pohybu k požadovanému průběhu, který by však zřejmě stále nebyl splněn. Převod by pravděpodobně musel být doplněn jemným dopínáním řemínku, které by kompenzovalo jeho mírně se měnící teoretickou délkou. Kromě tohoto detailu, a dvou eliptických řemenic, je konstrukce jednoduchá. Určitou výhodou je pouze jeden hnací motor, nicméně dostatečně výkonný servomotor by byl dosti drahý a způsob jeho zatěžování by se projevil jeho nižší účinností, jak je tomu v současnosti. Stejně jako v předchozím případě, požadavek na úpravu charakteristiky pohybu by mohl vyžadovat mechanický zásah do konstrukce.

4.3 Konzervativní možnosti řešení kmitání

Konzervativní možností, jak dosáhnout požadovaného charakteru pohybu je použití diferenciálu. Diferenciály obecně představují takové zařízení, které má dva stupně volnosti, tudíž pro získání požadovaného výstupu je potřeba řídit dva vstupy, eventuálně naopak. Tímto způsobem je tak možné získat složením různé pohybové charakteristiky, v našem případě by byl jeden vstup zodpovědný za konstantní otáčení a druhý za kmitání. Jako diferenciál se obvykle využívají planetové převody, je však z principu možné využít jakýkoli mechanismus s dvěma stupni volnosti, což může být i běžná převodovka, pokud se s ní (resp. s jejím obalem) řízeně pohybuje (vstup i výstup tedy musí být souosý). Planetové převody však mají výhodu v tom, že se zátěž přenáší přes větší množství zabírajících zubů, čímž se

úměrně snižuje namáhání (dále i hluk a vibrace) a zvyšuje životnost. Tato vlastnost je velkým kladem pro případné použití v tomto zadání, jelikož přítomnost kmitání o vysoké frekvenci vede k rychlé destrukci součástí, které jej přenášejí s vzájemnou vůlí, která je v běžných ozubených převodech nutná. Planetové převody mají také provozní vůli, ale díky rozdělení zatížení je odolnost mnohem vyšší. Z tohoto důvodu jsou rovněž planetové převodovky mnohem kompaktnější než obyčejné, a to i při velkém převodovém poměru. Vlastní převodový poměr, který je tak v diferenciálu obsažen, by mohl být rovnou využit jako součást celkového převodu pohonu konstantního otáčení, kdy je potřeba velké snížení hnacích otáček na pracovní otáčky válce (viz kapitola 5.1 níže). Použití diferenciálu je tak znázorněno na následujícím obrázku.



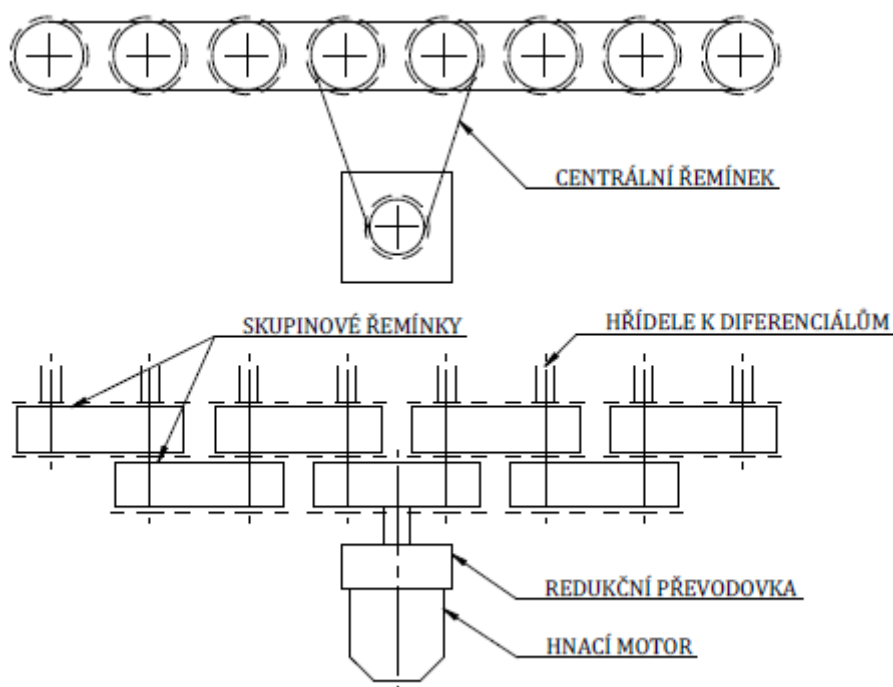
Obrázek 24: Pohon válců pomocí diferenciálu

K vytvoření kmitavého pohybu skříně je možné využít kliko-vahadlový mechanismus (vytvoří kmitavý pohyb mírně se odchylojící od požadovaného sinusového průběhu, ale odchylka bude z hlediska procesu nevýznamná). Při vhodné kombinaci převodu v diferenciálu a pomocných převodů postačí k pohonu dva asynchronní motory bez frekvenčních měničů. Pokud by vyvstal požadavek na úpravu charakteristik pohybu, je možné je doplnit. Když bude navíc kliko-vahadlový mechanismus vybaven nastavitelnou excentricitou kliky, je tak možné poměrně jednoduše i levně upravovat všechny charakteristiky. Tato konstrukce se jeví jako dobře řešitelná, s přiměřenou náročností návrhu i pořizovacími náklady, vysokou spolehlivostí i účinností.

5. Zvolená varianta a její rozbor

Po zvážení kladů a záporů jednotlivých výše zmíněných variant bylo vybráno použití diferenciálu, především vzhledem k jistotě, že návrh bude dobře řešitelný, přestože bude vyžadovat náročnější kinematický rozbor. Cenově by měla být tato varianta přijatelná, přestože bude zahrnovat 8 planetových převodovek pro válce a dvě redukční, nejspíše též planetové (všechny převodovky budou standardní, poměrně malé velikosti), k pohonu postačí asynchronní motory, frekvenční měniče budou doplněny jen při požadavku na regulaci procesu valchování.

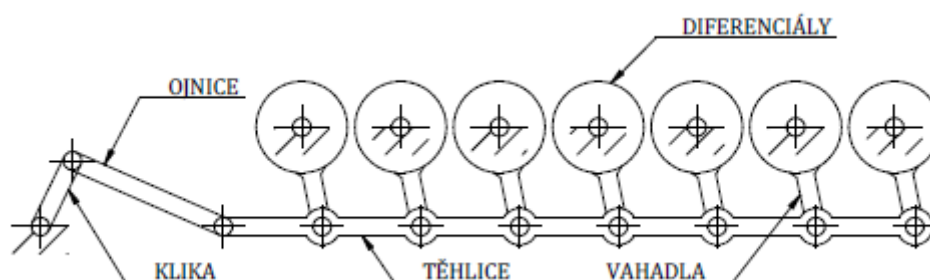
Způsob řešení kmitání je již představen v předchozí kapitole, nyní je nutné navrhnout způsob pohonu jak konstantního otáčení, tak kmitání pro celou skupinu válců. Pro pohon konstantního otáčení se nabízí využití skupinového pohonu ozubenými řemínky, které jsou rovněž odolné případnému kmitání (jelikož kmitání válce se bude částečně přenášet do celého mechanismu) a cenově příznivé. Skupinový pohon je znázorněn na následujícím obrázku.



Obrázek 25: Skupinový pohon konstantního otáčení

Převod přídatné převodovky a doplňkový převod na centrálním řemínku bude volen tak, aby se dosáhlo vhodných otáček asynchronního motoru. Jedinou nevýhodou řemíneků je nutnost doplnění napínáků.

Pohon kmitání bude realizován kliko-vahadlovým mechanismem, jak již bylo řečeno dříve. Mechanismus bude pochopitelně násobný pro 7 kmitajících válců, schéma mechanismu je na následujícím obrázku.



Obrázek 26: Kliko-vahadlový mechanismus pohonu kmitání

Jelikož bude mechanismus kmitat s vysokou frekvencí, je důležité navrhnout jednotlivé díly efektivně s důrazem na nízkou hmotnost. Rovněž je nutné minimalizovat vůle mezi součástmi, používat dostatečně rozměrná kluzná uložení či silentbloky, aby nevznikl problém s nízkou životností. Rozměry mechanismu se budou primárně řídit potřebným rozkmitem skříňě diferenciálu, který vzejde z jeho kinematického rozboru. Jelikož se nejedná o mechanismus základní, ale upravený, je vhodné provést kontrolu stupňů volnosti dle známého vzorce [15]

$$i = 3(n_m - 1) - \sum_{j=1}^2 j d_j \quad (5.1)$$

Tedy v našem případě

$$i = 3(n_m - 1) - 2r = 3 * (11 - 1) - 2 * 17 = -4 \quad (5.2)$$

Takovýto výsledek běžně znamená, že soustava je staticky přeúčtená, nemůže se pohybovat. V našem případě je však výsledek zřejmě zavádějící, jde o paradox, který značí, že mechanismus bude fungovat pouze ve speciálním případě, tedy pokud bude symetrický a dokonale přesně vyrobený. Symetričnost je v návrhu splněna, výrobním nepřesnostem se

však nelze vyhnout, tudíž je nutné je konstrukčně eliminovat, např. použitím silentbloků. Pohon kliky bude opět přes redukční převodovku s takovým převodovým poměrem, aby, pokud možno, vyhovovala asynchronnímu motoru bez frekvenčního měniče.

Při dodržení výše zmíněných konstrukčních detailů by tento pohon měl pracovat spolehlivě, výrobní náklady by měly být nízké, jelikož jediným složitějším dílem je těhlice. Připomeňme ještě, že klika bude řešena tak, aby ojnice mohla být uchycena v několika polohách s různou excentricitou, bude tak jednoduše umožněna alespoň skoková změna rozkmitu diferenciálu a tím i válce.

5.1 Požadované výstupní parametry

V současnosti probíhá na inovované valše testování za účelem stanovení ideálních procesních veličin (valchovací křivky). Požadovaná charakteristika pohybu válce se skládá z následujících provozních veličin, jejichž hodnoty jsou stanoveny takto:

Konstantní otáčky $n = 8 [1 * min^{-1}]$

Frekvence kmitání $f = 8 [Hz]$

Úhel rozkmitu $\alpha = 15 [^\circ]$

Při těchto hodnotách by měl mechanismus pracovat. Jelikož ale lze předpokládat možné zvýšení (či snížení) těchto veličin za účelem zlepšení produktivity či nalezení optimálních hodnot pro samotný proces, je žádoucí provést návrh pro vyšší hodnoty, přiměřeně zvolené:

Návrhové konstantní otáčky $n_n = 10 [1 * min^{-1}] = 0,167 [1 * s^{-1}]$

Návrhová frekvence kmitání $f_n = 10 [Hz]$

Návrhový úhel rozkmitu $\alpha_n = 20 [^\circ] = 0,349 [rad]$

Požadované frekvenci kmitání odpovídá úhlová frekvence $\omega_n = 62,83 [s^{-1}]$

Kinematické parametry, především převodové poměry atd. budou tedy voleny nebo určeny s ohledem na návrhové hodnoty (tedy např. celkový převod bude pokud možno takový, aby k pohonu stačil asynchronní motor pracující na jmenovitých otáčkách, bez nutnosti regulace.

5.2 Kinematický rozbor pohybu válce

Z výše uvedených charakteristik je zřejmé, že celkový pohyb válce se skládá ze složky konstantního otáčení a složky kmitání, což lze vyjádřit následující rovnicí pro úhlovou dráhu válce

$$\varphi_v = \varphi_{vkonst} + \varphi_{vkmit} \quad (5.2.1)$$

Pro tuto jednoduchou rovnici můžeme provést úpravu pro dosažení požadovaných parametrů

$$\varphi_v = \omega_{vkonst}t + \alpha_n \sin(\omega_n t) = 2\pi n_n t + \alpha_n \sin(\omega_n t) \quad (5.2.2)$$

Tento konkrétní vztah předpokládá dosažení v základních jednotkách SI. Pro získání průběhu rychlosti stačí aplikovat základní princip kinematiky [16]

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

Čímž získáme požadovanou rovnici

$$\omega_v = 2\pi n_n + \alpha_n \omega_n \cos(\omega_n t) \quad (5.2.3)$$

A v dalším kroku získáme stejným postupem pomocí principu [16]

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$$

Průběh zrychlení válce

$$\varepsilon_v = 0 - \alpha_n \omega_n^2 \sin(\omega_n t) \quad (5.2.4)$$

Z logiky věci se ve zrychlení válce projevuje pouze kmitavý pohyb.

Zde je vhodné uvést, že zjištěné – požadované – průběhy zřejmě nepůjde v praxi dokonale realizovat, neboť budou záviset na dynamice a konstrukčních řešeních celého mechanismu. Nicméně, z hlediska spolehlivého plnění funkce, by mělo postačovat přibližné splnění průběhů.

Pro určení, v kterém okamžiku dosahuje rychlost či zrychlení maximální hodnoty, je možné použít klasický postup pro hledání extrému funkce. Při hledání maximální rychlosti stačí položit vztah pro zrychlení roven nule, následně určit čas a ten dosadit do rovnice rychlosti

$$0 = -\alpha_n \omega_n^2 \sin(\omega_n t)$$

$$\sin(\omega_n t) = 0$$

Nejjednodušeji je tato podmínka splněna při $t = 0$ [s], můžeme tedy dosazením do 5.2.3 určit

$$\omega_{vmax} = 2\pi * 0,167 + 0,349 * 62,83 * \cos(62,83 * 0) = 22,977 \text{ [rad} * \text{s}^{-1}\text{]}$$

Analogický postup platí pro zrychlení, zde je však nutné spočítat derivaci rovnice zrychlení

$$\varepsilon'_v = -\alpha_n \omega_n^3 \cos(\omega_n t) \quad (5.2.5)$$

$$0 = -\alpha_n \omega_n^3 \cos(\omega_n t)$$

$$\cos(\omega_n t) = 0$$

Tato podmínka je splněna například pro

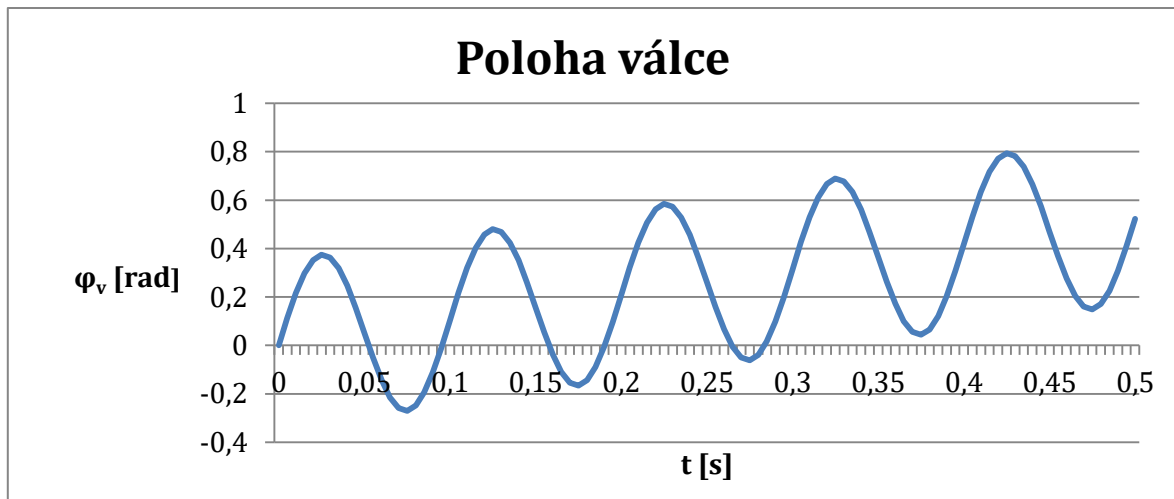
$$\omega_n t = \frac{\pi}{2}$$

$$t = \frac{\pi}{2\omega_n} = \frac{\pi}{2 * 62,83} = 0,025 \text{ [s]}$$

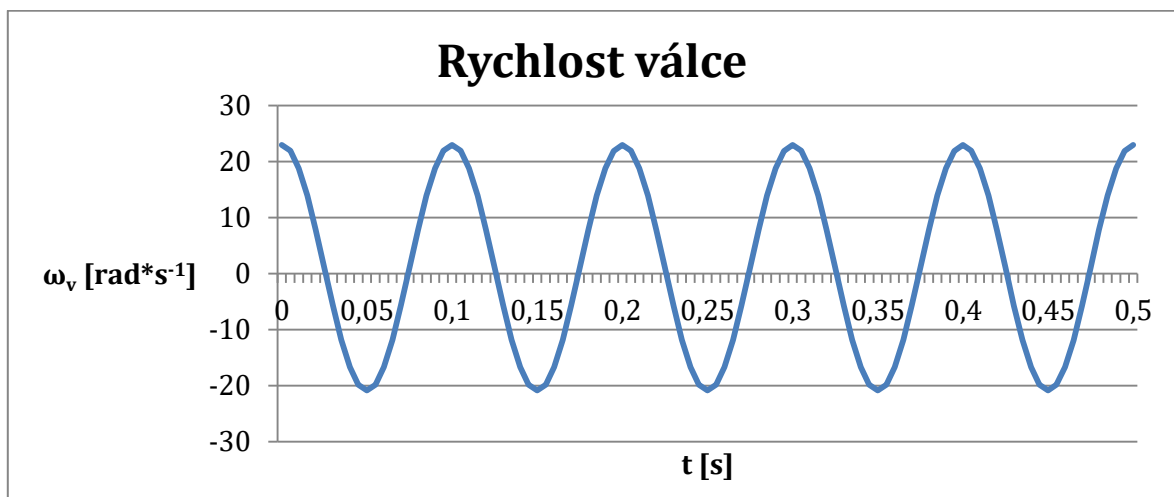
V tomto okamžiku dosahuje zrychlení maximální (resp. minimální) hodnoty, dle 5.2.4

$$\varepsilon_{vmax} = -0,349 * 62,83^2 * \sin(62,83 * 0,025) = -1377,716 \text{ [rad} * \text{s}^{-2}\text{]}$$

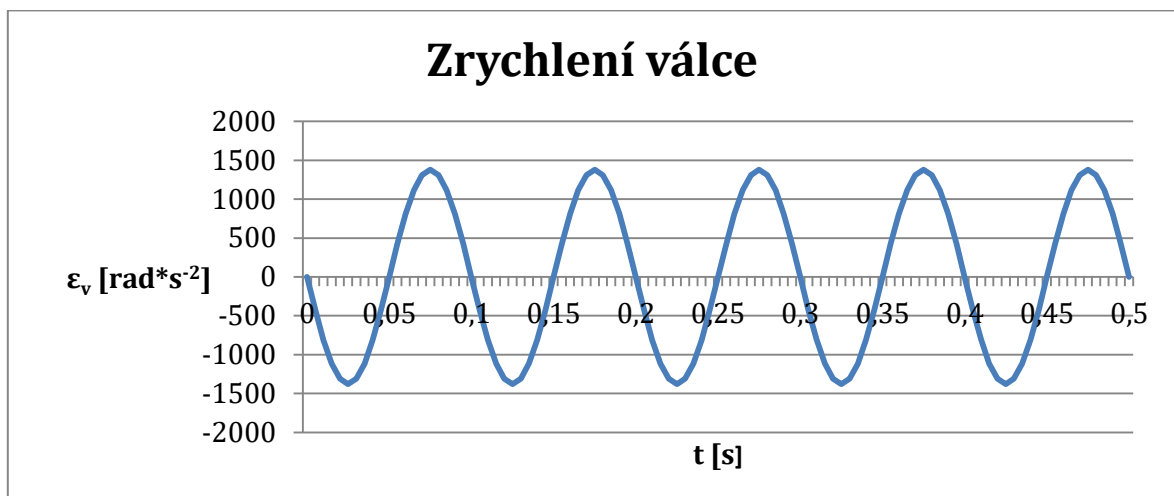
Pro ověření a grafické znázornění je zároveň výpočet proveden v programu excel, a to pro interval $t = 0; 0,5$ [s] s krokem 0,005 [s], tímto způsobem byly zjištěny hodnoty $\omega_{vmax} = 23$ [rad*s⁻¹] a $\varepsilon_{vmax} = 1377,9$ [rad*s⁻²], tedy prakticky totožné. Průběh polohy, rychlosti i zrychlení je znázorněn v následujících grafech.



Graf 2: Závislost polohy válce na čase



Graf 3: Závislost rychlosti válce na čase



Graf 4: Závislost zrychlení válce na čase

5.3 Kinematický rozbor diferenciálu

Úkolem diferenciálu bude sdružení dvou vstupních pohybů za účelem dosažení požadovaných charakteristik na výstupu, které odpovídají požadovaným průběhům pohybu válce, viz výše. Dále bude diferenciál plnit i funkci převodu pro snížení momentové zátěže pohonů (platí především pro pohon konstantního otáčení, kde je hodnota otáček za minutu dosti nízká). Z tohoto důvodu bude pohon konstantního otáčení připojen tak, jako je běžné u planetové převodovky, tedy na centrální kolo, kde bude využívat dostupného převodového poměru. Tímto způsobem bude rovněž minimalizován přenos nežádoucích dynamických účinků do tohoto pohonu.

Při rozboru použití planetové převodovky jako diferenciálu vyjdeme ze základní kinematické vazby pro planetové soukolí s jednoduchými satelity [17]

$$\frac{\omega_c - \omega_u}{\omega_k - \omega_u} = -\frac{Z_s Z_k}{Z_c Z_s} = -\frac{Z_k}{Z_c} \quad (5.3.1)$$

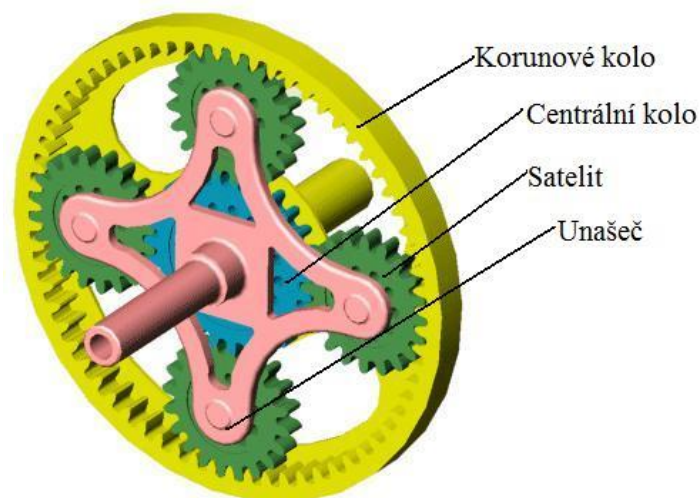
Kde jednotlivé indexy značí veličiny náležící dané součásti soukolí

c...centrální kolo

k...korunové kolo

s...satelit

u...unašeč



Obrázek 27: Schéma planetové převodovky [18]

Při pohledu na vztah je patrné, že při známé geometrii soukolí (tedy počtech zubů), je nutné definovat dva vstupní parametry pro získání konkrétního výstupu, tedy že planetové soukolí má dva stupně volnosti.

Tento vztah je sám o sobě pro další výpočet potřeba upravit, neboť výrobci standardizovaných planetových převodovek běžně nesdělují konstrukční parametry soukolí, jako jsou počty zubů.

V klasickém případě, tedy využití planetového soukolí v převodovce (1 stupeň volnosti), je korunové kolo zastavené, tvoří rám převodovky a pro tento případ výrobci udávají převodový poměr [17]

$$i_{cu}^k = \frac{Z_k}{Z_c} + 1 \quad (5.3.2)$$

Tedy převod z centrálního kola na unašeč, který je výstupem z převodovky. Tento vztah je možné dosadit do základní vazby soukolí a získáme tak rovnici

$$\frac{\omega_c - \omega_u}{\omega_k - \omega_u} = 1 - i_{cu}^k \quad (5.3.3)$$

Kterou je možné upravit do podoby

$$\omega_u = \frac{\omega_c}{i_{cu}^k} + \frac{\omega_k(i_{cu}^k - 1)}{i_{cu}^k}$$

Kdy průběh pohybu unašeče odpovídá požadovanému pohybu válce (rovnice 5.2.2), můžeme za něj tedy dosadit a rovnice se dále upraví do podoby

$$2\pi n_n + \alpha_n \omega_n \cos(\omega_n t) = \frac{\omega_c}{i_{cu}^k} + \frac{\omega_k(i_{cu}^k - 1)}{i_{cu}^k} \quad (5.3.4)$$

Tuto rovnici již můžeme rozdělit na dvě pro získání samostatných požadovaných vstupních průběhů, nejprve pro centrální kolo (konstantní otáčení)

$$2\pi n_n = \frac{\omega_c}{i_{cu}^k} \quad (5.3.5)$$

A posléze pro korunové kolo (kmitání)

$$\alpha_n \omega_n \cos(\omega_n t) = \frac{\omega_k (i_{cu}^k - 1)}{i_{cu}^k} \quad (5.3.6)$$

Z nichž následně oba průběhy vyjádříme

$$\omega_c = 2\pi n_n i_{cu}^k$$

$$\omega_k = \frac{\alpha_n \omega_n \cos(\omega_n t) i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1}$$

Především s ohledem na pohon konstantního otáčení je žádoucí zvolit převodovku s vyšším převodovým poměrem, bude tak dosaženo výhodného zvýšení otáček pohonu (ty budou následně dále zvýšeny pro použití asynchronního motoru s pomocí řemenového rozváděcího převodu a redukční převodovky motoru). V případě pohonu kmitání je ze vztahu patrný efekt, kdy převodovka vždy zvyšuje úhlovou rychlost na pohonu, se zvyšujícím se převodovým poměrem převodovky však tento efekt mizí a rychlost korunového kola se začíná blížit kmitavé složce rychlosti válce. Počet otáček rozváděcího kliko-vahadlového mechanismu odpovídá frekvenci kmitání válce, tedy $n_{kv} = f_n = 10 \text{ [Hz]} = 600 \text{ [1*min}^{-1}\text{]}$. Vzhledem k setrvačným účinkům je vhodné držet úhlovou rychlost nízko (tedy opět vysoký převodový poměr v převodovce).

Dále můžeme určit vztah pro zrychlení korunového kola, opět pomocí derivace rychlosti podle času získáváme

$$\varepsilon_k = - \frac{\alpha_n \omega_n^2 \sin(\omega_n t) i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1} \quad (5.3.7)$$

Vidíme, že vztah je odpovídající zrychlení válce, pouze je znásoben konstantou, reprezentující převod. Již z toho je zřejmé, že maximální rychlost i zrychlení korunového kola nastanou ve stejný čas jako u válce, tudíž pro jejich zjištění stačí dosadit odpovídající časy ($t = 0$, resp. $t = 0,025 \text{ [s]}$) z předchozí kapitoly a převodový poměr, až bude znám.

Posledním vztahem, který je potřebný pro návrh kliko-vahadlového mechanismu, je vztah určující úhel rozkmitu. Nyní bude nutné vyjít ze vztahu pro rychlost a provést integraci

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

$$d\varphi = \omega dt$$

Úhel rozkmitu nastane během periody čtyřikrát, jelikož je uvažována nulová výchylka v nulovém čase, budeme jeho maximum tedy počítat ve čtvrtině periody. Nejprve však zjistíme obecnou závislost následujícím výpočtem

$$\int_0^{\varphi_k} d\varphi = \int_0^t \frac{\alpha_n \omega_n \cos(\omega_n t) i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1} dt$$

$$\varphi_k = \frac{\alpha_n \omega_n i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1} \int_0^t \cos(\omega_n t) dt$$

Integraci provedeme substitucí

$$x = \omega_n t$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega_n$$

$$dt = \frac{dx}{\omega_n}$$

Vyřešíme tedy integrál

$$\int \cos(x) \frac{dx}{\omega_n} = \frac{\sin(x)}{\omega_n}$$

Následně můžeme substituci vrátit

$$\varphi_k = \frac{\alpha_n \omega_n i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1} \frac{\sin(\omega_n t)}{\omega_n} = \frac{\alpha_n i_{cu}^k \sin(\omega_n t)}{i_{cu}^k - 1} \quad (5.3.8)$$

Opět stačí dosadit převodový poměr odpovídající zvolené převodovce a čas odpovídající $\frac{1}{4}$ periody, kdy je výchylka válce, a tedy i korunového kola, největší.

$$t = \frac{T}{4} = \frac{1}{4f_n} = \frac{1}{4 * 10} = 0,025 [s] \quad (5.3.9)$$

6. Návrhové výpočty

Podstatou této části je určení základních a podstatných rozměrů či parametrů součástí a použitých konstrukčních celků s ohledem na jejich funkci, únosnost a životnost. Prvním krokem pro dimenzování všech částí mechanismu je tedy zjištění zatěžujícího momentu válce. Ten se skládá jednak z vlastního pracovního momentu od procesu valchování, takže zrychlujícího momentu daného kmitavou složkou pohybu. Vzhledem k tomu, že frekvence kmitání je značná, není zřejmé, jaká složka je dominantní. Zatímco zrychlující moment válce je možné jednoznačně určit, stanovení pracovního momentu je analyticky neuchopitelné. Zásadní pomocí je v tomto případě možnost odměřit celkový zatěžující moment na současném zařízení, což je možné provést skrze řídicí elektroniku servomotorů. V zásadě se tedy jedná o experimentální stanovení, kdy pro výpočet bude vybrána nejvyšší zjištěná hodnota při různých parametrech procesu. Spíše pro zajímavost bude paralelně stanoven výpočtem i zrychlující moment válce.

Na základě zjištěného zatěžujícího momentu bude zvolena vhodná planetová převodovka jakožto diferenciál a stejně tak provedeno dimenzování pomocných převodů jednotlivých pohonů i dalších součástí. Vzhledem k určité nejistotě velikosti zatížení budou jednotlivé komponenty přiměřeně předimenzovány

6.1 Zatěžující moment válce

Na inovovaném stroji byla provedena série měření při různých parametrech procesu, při kterých byl zjištěn maximální moment na servomotoru 0,39 [Nm], který je však redukován převodovým poměrem přídavné převodovky, která je k servomotoru doplněna. Tento poměr má velikost 12, pokud tedy obě čísla vynásobíme, získáváme moment M_v na válci, který se rovná 4,68 [Nm].

Stanovení samotného zrychlujícího momentu válce je možné na základě zjištěného maximálního zrychlení (kapitola 5.2) a při znalosti momentu setrvačnosti válce (včetně hřídelové spojky). Ten je možné určit s pomocí CAD softwaru z 3D modelu stroje, zjištěná hodnota je $1,61 \cdot 10^{-3}$ [kgm²]. Zrychlující moment válce následně stanovíme jednoduchým výpočtem

$$M_{\varepsilon v} = I_v \varepsilon_{vmax} = 1,61 \cdot 10^{-3} \cdot 1377,716 = 2,22 \text{ [Nm]} \quad (6.1.1)$$

Rozdíl mezi zrychlujícím a zatěžujícím momentem by měl připadat na moment pracovní. Pro výpočet je žádoucí brát naměřenou hodnotu 4,68 [Nm], lépe ještě s určitou opatrností a rezervou, budeme tedy uvažovat $M_v = 5$ [Nm].

6.2 Návrh planetového diferenciálu

Volba vhodné planetové převodovky pro použití jako diferenciál je poměrně jednoduše dána především požadavkem na hodnotu výstupního momentu, což je jeden ze základních parametrů takové převodovky a výrobci jej běžně udávají. S ohledem na kinematický rozbor diferenciálu (viz 5.3) je vhodné zvolit převodovku s vyšším převodovým stupněm, neboť čím více se převodový poměr této převodovky blíží jedné, tím vyšší je rozkmit korunového kola, tedy i požadavek na dynamiku pohonu kmitání, která bude každopádně vysoká. Velký převodový poměr je výhodný i pro pohon konstantního otáčení, nicméně jako postačující se jeví zůstat u jednostupňové převodovky, jak z hlediska menších rozměrů, tak i ceny. Dále je vzhledem na konstrukční uspořádání žádoucí použití symetrické převodovky válcového tvaru (přírubová), neboť klasické provedení (patkové) je pochopitelně vzhledem k centrální ose nevyvážené, tudíž zcela nevhodné pro tuto specifickou aplikaci, kdy převodovka rotuje.

Jako vhodná byla vybrána převodovka GBX060008K od firmy Schneider Electric. Jedná se o cylindrickou jednostupňovou převodovku s převodovým poměrem $i_{cu}^k = 8$ (maximum pro jednostupňové provedení), vnějším průměrem 60 [mm] a trvalým výstupním momentem 18 [Nm] (špičkový 29 [Nm]), takže z hlediska únosnosti plně vyhovuje.

Se známým převodovým poměrem a s využitím vztahů 5.3.5; 5.3.6; 5.3.7; 5.3.8 a 5.3.9 můžeme stanovit maximální rychlost korunového kola

$$\omega_{kmax} = \frac{\alpha_n \omega_n \cos(f_n t) i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1} = \frac{0,349 * 62,83 * \cos(62,83 * 0) * 8}{8 - 1} = 25,06 \text{ [rad} * \text{s}^{-1}\text{]}$$

Maximální (resp. minimální) zrychlení korunového kola

$$\begin{aligned} \varepsilon_{kmax} &= -\frac{\alpha_n \omega_n^2 \sin(f_n t) i_{cu}^k}{i_{cu}^k - 1} = -\frac{0,349 * 62,83^2 * \sin(62,83 * 0,025) * 8}{8 - 1} \\ &= -1574,533 \text{ [rad} * \text{s}^{-2}\text{]} \end{aligned}$$

Rychlost centrálního kola

$$\omega_c = 2\pi n_n i_{cu}^k = 2\pi * 0,167 * 8 = 8,394 \text{ [rad} * \text{s}^{-1}\text{]}$$

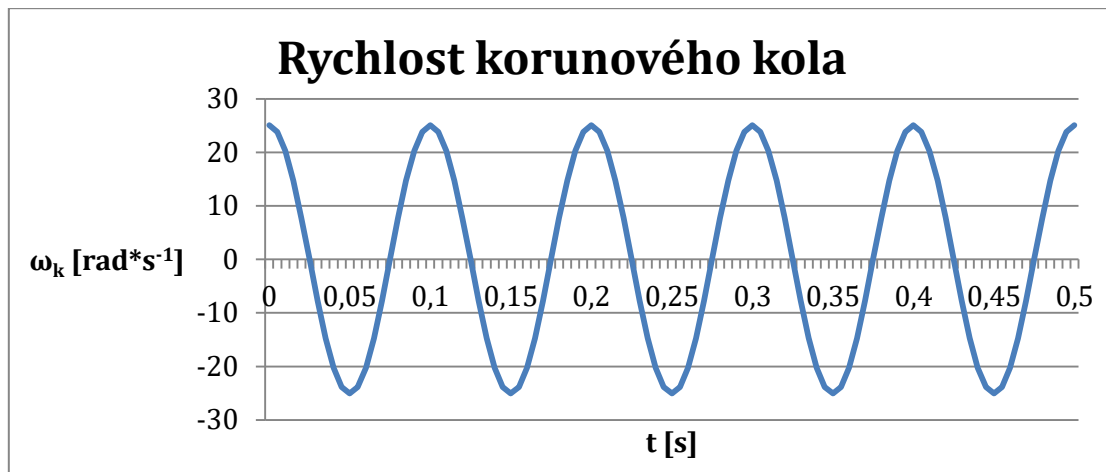
Resp. otáčky

$$n_c = n_n i_{cu}^k = 0,167 * 8 = 1,336 \text{ [1} * \text{s}^{-1}\text{]} = 80,16 \text{ [1} * \text{min}^{-1}\text{]} \quad (6.2.1)$$

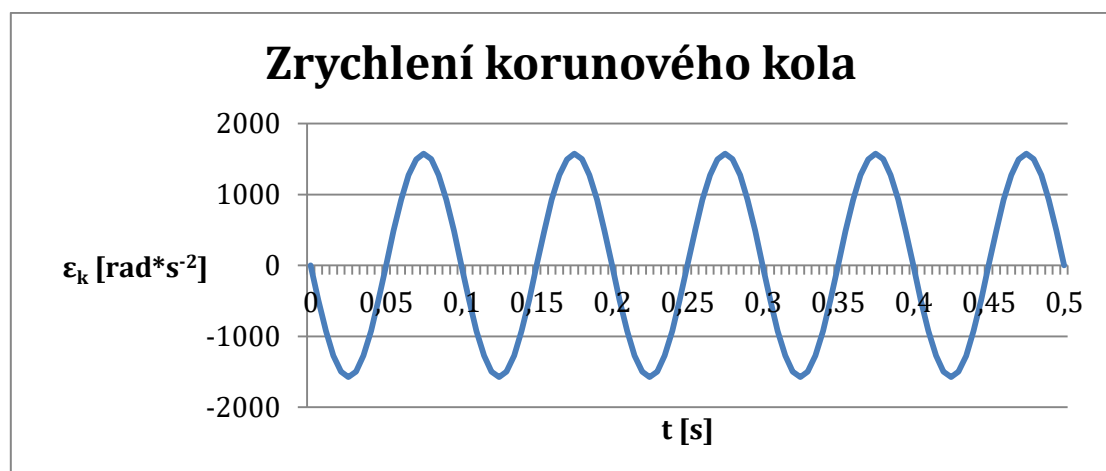
A závěrem maximální úhel rozkmitu

$$\varphi_{kmax} = \frac{\alpha_n i_{cu}^k \sin(f_n t)}{i_{cu}^k - 1} = \frac{0,349 * 8 * \sin(62,83 * 0,025)}{8 - 1} = 0,399 \text{ [rad]} = 22,854 \text{ [}^\circ\text{]}$$

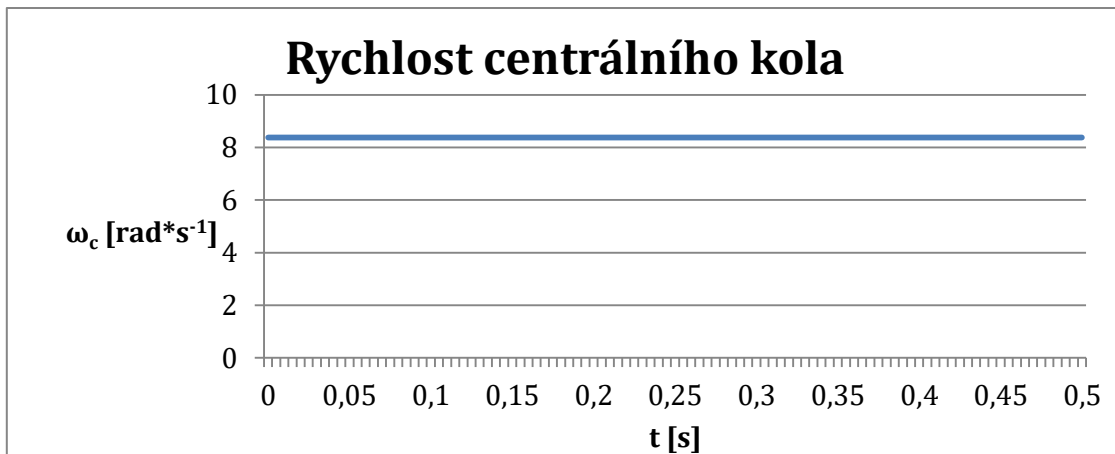
Stejným způsobem jako při rozboru pohybu válce byly vytvořeny názorné grafy řešených veličin.



Graf 5: Závislost rychlosti korunového kola na čase



Graf 6: Závislost zrychlení korunového kola na čase



Graf 7: Závislost rychlosti centrálního kola na čase

6.3 Návrh redukční převodovky konst. otáčení

Pro volbu redukční převodovky budou určující dva parametry, přenášený moment a převodový poměr, který má zajistit otáčky odpovídající asynchronnímu motoru. Přenášený moment je součtem zatěžujících momentů ze všech válců, jelikož není možné přesně říci, jakým podílem se tento moment dělí mezi oba pohony, je žádoucí uvažovat v obou případech přenos celého momentu. Moment je však nutné přepočítat dle převodového poměru v diferenciálu

$$M_c = \frac{M_v}{i_{cu}^k} = \frac{5}{8} = 0,625 [Nm] \quad (6.3.1)$$

$$M_{c8} = 8M_c = 8 * 0,625 = 5 [Nm] \quad (6.3.2)$$

Shodou okolností je celkový moment stejný jako u jednoho válce. Nyní je třeba stanovit požadovaný převodový poměr, budeme uvažovat otáčky motoru $n_{Mkonst} = 2900 [1*min^{-1}]$ (tedy dvoupólový asynchronní motor)

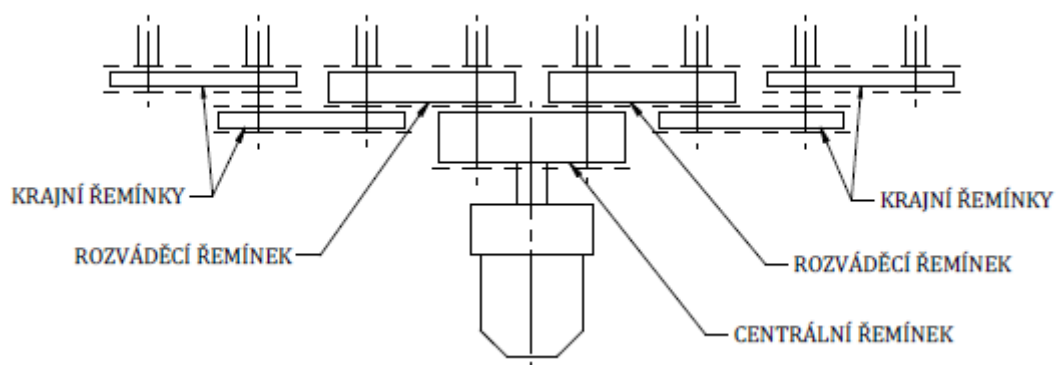
$$i_{konst} = \frac{n_{Mkonst}}{n_c} = \frac{2900}{80,16} = 36,18 \quad (6.3.3)$$

Z konstrukčních důvodů je zvolena úhlová převodovka GBY060040K, mající převodový poměr $i_{Pkonst} = 40$. Přestože jde o nejmenší řadu, převodovka zvládá více než dostatečný výstupní moment $M_{Pkonst} = 40 [Nm]$. Jelikož převodový poměr převodovky není dostatečně blízko požadovanému, bude ještě korigován na řemenovém převodu v následující kapitole.

6.4 Návrh řemenového převodu

Primární funkcí řemenového převodu je rozvod pohybu z centrálního zdroje na všech 8 válců, sekundárním účelem je doladění celkového převodového poměru pohonu konstantního otáčení na takovou hodnotu, aby bylo možné použít běžný asynchronní motor pracující blízko jmenovitých otáček. Doplnkovou vlastností převodu je určitá akumulace mechanické energie, která má přispět k plynulosti chodu. Z tohoto důvodu je vhodné použití větších řemenic, spíše ocelových než ze slitin Al (větší moment setrvačnosti), větší řemenice jsou dále výhodné i s ohledem na menší tahovou sílu v řemínku při přenosu daného momentu. Protichůdným požadavkem je možnost sejmutí řemínku bez demontáže řemenic po uvolnění napínáků, což se zřejmě snáze provede na malých řemenicích. Je žádoucí najít vhodný kompromis.

Jelikož se sériové uspořádání pohonu vyznačuje postupným střádáním přenášeného momentu, není hospodárné použití stále stejné šíře řemínku dle celkového přenášeného momentu, ale odstupňování šíře tak, jak moment narůstá. Jako vhodné se jeví použití tří šíří, největší pro centrální řemínek, nejmenší pro krajní řemínky a střední pro rozváděcí řemínky. Ilustrační schéma je na následujícím obrázku.



Obrázek 28: Schéma rozložení řemínků skupinového převodu

Jako typ řemene je vybrán 5MGT3 od výrobce Gates, shodný typ je již použit u obdobného řešení pohonu spodních válců na inovovaném stroji, kde se osvědčil. Zvolené hnané řemenice mají počet zubů $z_{hnan} = 36$, výpočtový průměr $D_{phnan} = 57,3$ [mm], průměr hnací řemenice bude dopočítán, aby doladil celkový převodový poměr

$$i_{konst} = i_{pkonst} i_{rem} \Rightarrow i_{rem} = \frac{i_{konst}}{i_{pkonst}} = \frac{36,18}{40} = 0,904 \quad (6.4.1)$$

$$z_{hnac} = \frac{z_{hnan}}{i_{rem}} = \frac{36}{0,904} = 39,8 \quad (6.4.2)$$

Je tedy zvolena řemenice s $z_{hnac} = 40$, která má $D_{phnac} = 63,66$ [mm].

K dimenzování řemíků bude s výhodou využít software Design Flex Pro, který tento výrobce dává k dispozici. Vstupní hodnotou pro tento software je, kromě geometrie převodu a charakteru provozu, přenášený výkon, ten je tedy třeba určit. Pro jeden válec jej spočítáme jako

$$P_{1kosnt} = M_c \omega_c = 0,625 * 8,394 = 5,246$$
 [W] (6.4.3)

Krajní řemínky budou pohánět první 2 a poslední 2 válce, přenášený výkon u zatíženějšího řemínku tedy bude

$$P_{2kosnt} = 2P_{1konst} = 10,492 [W] \quad (6.4.4)$$

The screenshot shows the Design Flex software interface for belt selection and configuration. The main window is titled "Design Flex, Konstrukce #1, Ver. 4.04/3.40/2.70/ Evropa". The interface is divided into several sections:

- Požadovaná čára (Required Profile):** A list of belt types including Poly Chain Carbon Volt, Poly Chain Carbon Short, Poly Chain GT2, PowerGrip GT3 (selected), and PowerGrip GTX. Under PowerGrip GT3, there are options for 2MGT, 3MGT, 5MGT (checked), 8MGT, and 14MGT.
- Motor (Motor):** Configuration for an electric motor (checked) with VFD / Soft Start (unchecked), 3-phase (unchecked), and a power output of 10 W. The motor speed is set to 2900 min-1 with 88% efficiency. The motor frame is set to "Neurčeno".
- Převodovka (Gearbox):** Gear ratio of 36, output speed of 80,556 rpm, and efficiency of 97%.
- Provozní součinitel (Operating Factor):** Set to 1.6 for a synchronous belt.
- Metrický (Metric):** A dropdown menu set to "Metrický".
- Otáčky řemenice hnané (Driven Pulley Speed):** Nominální otáčky (Nominal speed) of 80,56 rpm. Gear ratio is 1. Center distance between pulleys (Středová vzdálenost mezi hřídelemi) is 104 mm. Minimum center distance is 93,6 mm (-10%), and maximum is 114,4 mm (+10%).
- Řemenice hnací (Driving Pulley):** Parameters for the driving pulley, including diameter, length, maximum diameter, and maximum width, all set to "Neurčeno".
- Řemenice hnaná (Driven Pulley):** Parameters for the driven pulley, including diameter, length, maximum diameter, and maximum width, all set to "Neurčeno".
- Maximální obvodová rychlost (Maximum Peripheral Speed):** Set to 33 m/s.

Below the main configuration window, there is a "Design Flex Přehled řešení, Konstrukce #1, Ver. 4.04/3.40/2.70/ Evropa" window showing a table of solutions:

Vybráno	! Produkt Rada	Řemen	Hnací (Zuby)	Hnaný (Zuby)	Rychlost hnaná	Rozdíl rychlostí	Předimanzování	Rel. Náklady	Osová vzdálenost (mm)	Δ osových vzd. (mm)	Na hřídel (kgf)	Šířka (mm)	
<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	PowerGrip GT3	375-5MGT3-9	36	36	80,6	0	6,3	1,0	98	-6	5	18

Obrázek 29: Návrh krajních řemínek

Zřejmě nějakou chybou software nabízí řemen dvojnásobný 2x9 [mm] a hlásí jej jako předimenzovaný. Postačí tedy jeden řemínek, při čemž 9 [mm] je stále bohatě postačující.

Rozváděcí řemínky budou pohánět jednu a druhou polovinu válců, tedy 4 válce, přenášený výkon bude

$$P_{4kosnt} = 4P_{1konst} = 20,984 [W] \quad (6.4.5)$$

The screenshot shows the Design Flex software interface for belt drive design. The top window, titled "Design Flex, Konstrukce #1, Ver. 4.04/3.40/2.70/ Evropa", displays various configuration options. On the left, a tree view shows the selected "PowerGrip GT3" belt type. The main area contains input fields for motor power (21 W), speed (2900 min-1), and gear ratio (36). It also shows calculated values for belt speed (80.56 m/s) and center distance (104 mm). The bottom window, titled "Design Flex Přehled řešení, Konstrukce #1, Ver. 4.04/3.40/2.70/ Evropa", displays a table of synchronization solutions.

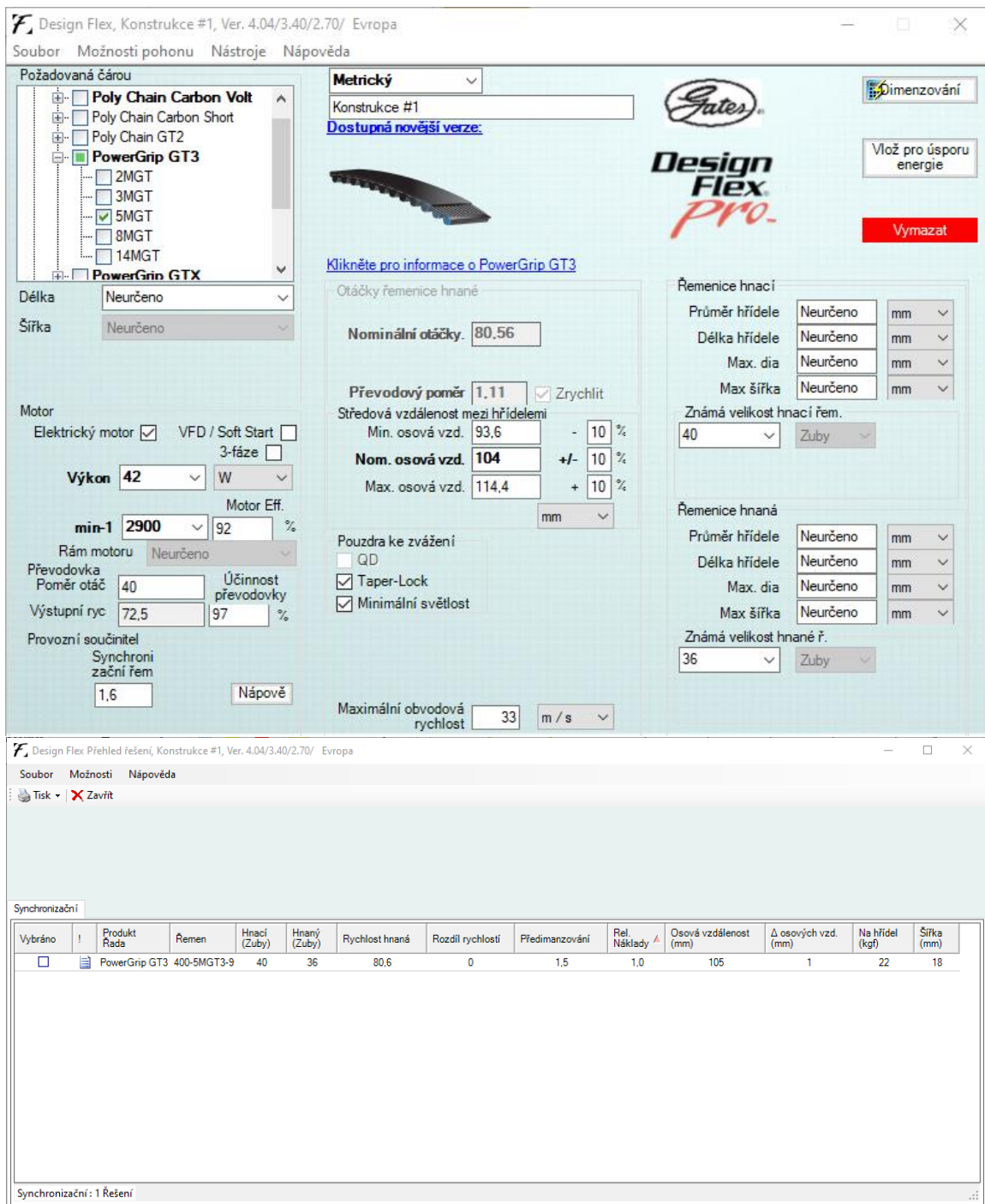
Vybráno	! Produkt Rada	Řemen	Hnací (Zuby)	Hnaný (Zuby)	Rychlost hnaná	Rozdíl rychlostí	Předimanzování	Rel. Náklady	Osová vzdálenost (mm)	Δ osových vzd. (mm)	Na hřídel (kgf)	Šířka (mm)
<input type="checkbox"/>	PowerGrip GT3	375-5MGT3-9	36	36	80.6	0	3.0	1.0	98	-6	11	18

Obrázek 30: Návrh rozváděcích řemínků

Situace se opakuje, předimanzování již však není tak velké. Jako vhodná volba se jeví jeden řemínek o šíři 15 [mm].

Centrální řemínek bude pohánět celou skupinu, tedy 8 válců, přenášený výkon bude

$$P_{8kosnt} = 8P_{1konst} = 41,968 [W] \quad (6.4.6)$$



Obrázek 31: Návrh centrálního řemínku

I v tomto případě software nabízí 2x9 [mm], nyní je již tento návrh opodstatněný, aby však bylo dodrženo všude obdobné předimenzování, volíme řemínek 1x25 [mm]. Ještě dodejme, že navržené délky řemíneků jsou irelevantní, neboť konstrukce bude opatřena napínáky.

6.5 Návrh redukční převodovky kmitání

Při volbě redukční převodovky kmitání bude postup mírně odlišný. Jelikož se přenášený moment transformuje na kliko-vahadlovém mechanismu, je vhodnější pracovat rovnou s přenášeným výkonem. Ten stanovíme na základě zátěžného momentu (znásobeného odpovídajícím převodovým poměrem na korunové kolo) a maximální rychlosti korunového kola ω_{kmax} . Moment na korunovém kole je tedy

$$M_k = M_v \frac{i_{cu}^k - 1}{i_{cu}^k} = 5 * \frac{8 - 1}{8} = 4,375 [Nm] \quad (6.5.1)$$

Pro všech 7 kmitajících válců je moment

$$M_{k7} = 7M_k = 7 * 4,375 = 30,625 [Nm] \quad (6.5.2)$$

A celkový výkon

$$P_{7kmit} = M_{k7} \omega_{kmax} = 30,625 * 25,06 = 767,46 [W] \quad (6.5.3)$$

Dále je třeba stanovit požadovaný převodový poměr, budeme uvažovat otáčky motoru jako v předchozím případě, $n_{Mkmit} = 2900 [1 * min^{-1}]$, výstupní otáčky jsou dány kliko-vahadlovým mechanismem, požadovaný převodový poměr je tedy

$$i_{kmit} = \frac{n_{Mkmit}}{n_{kv}} = \frac{2900}{600} = 4,833 \quad (6.5.4)$$

Z dostupných převodových poměrů je nejbližší $i_{pkmit} = 5$.

Pro tento zjištěný převodový poměr a z přenášeného výkonu můžeme určit výstupní moment

$$M_{kmit} = \frac{P_{7kmit}}{i_{pkmit}} = \frac{767,46}{5} = 153,492 [Nm] \quad (6.5.5)$$

Na základě vypočteného momentu a s ohledem na úsporu místa v horizontální rovině je i zde zvolena úhlová převodovka, typ GBY120005K, mající odpovídající převodový poměr. Převodovka zvládá trvalý výstupní moment $M_{pkmit} = 130 [Nm]$, krátkodobě až $208 [Nm]$. Vzhledem k tomu, že vypočtená hodnota momentu je špičková a periodicky klesá během cyklu až k nule, je tato převodovka vyhovující. Při návrhu kliko-vahadlového mechanismu je však nutné brát zřetel na co nejnižší hmotnost, resp. moment setrvačnosti jednotlivých částí,

aby jejich setrvačné účinky co nejméně zvyšovaly zatížení převodovky. Skutečný převodový poměr se mírně liší od požadovaného, avšak rozdíl je natolik malý, že se nepředpokládá pozorovatelný vliv na proces. Jedinou případnou možností, jak dále upravit otáčky, je použití frekvenčního měniče.

6.6 Návrh motorů

Jelikož je již předem stanoveno, že s ohledem na pořizovací náklady budou k pohonu využity asynchronní motory, pro jejichž použití jsou vhodně navrhnuty převodové poměry (konkrétně pro dvoupólové motory), stačí v zásadě vybrat vhodnou velikost. Tu lze nejspíše vybrat na základě potřebného výkonu, který je již pro obě části pohonu znám. Oba motory budou v přírubovém provedení, přímo připojeny k redukčním převodovkám. Na konkrétním výrobci v zásadě nezáleží, neboť připojovací rozměry jsou obdobné, stejně tak i kvalita je u zavedených výrobců spolehlivá. Vzhledem k dostupnosti 3D modelů budou navrhnuty motory Siemens, při případné realizaci je možné je zaměnit za jiného výrobce, potenciálně levnějšího.

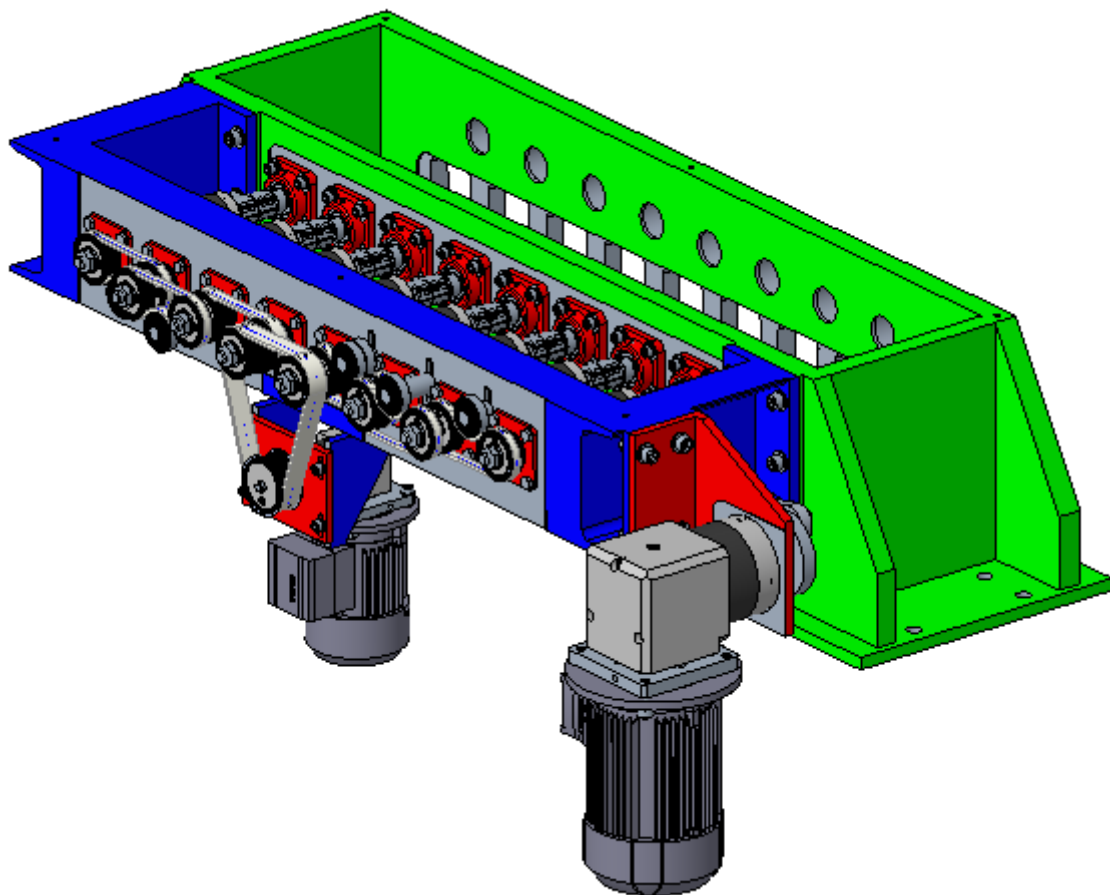
Pro motor konstantního otáčení je požadována hodnota 41,968 [W] (viz rovnice 6.4.6), jedná se tedy o hodnotu velmi malou, běžné motory začínají na 90 [W], což by již mělo být vyhovující. Cena motorů takto nízkých výkonů se však liší jen minimálně, a jelikož ve výpočtech nejsou uvažovány ztráty a celkově je dobré mít pohon přiměřeně předimenzovaný, „tvrdý“, jeví se jako dobrá volba motor o výkonu 180 [W], typ 1LA7060-2.

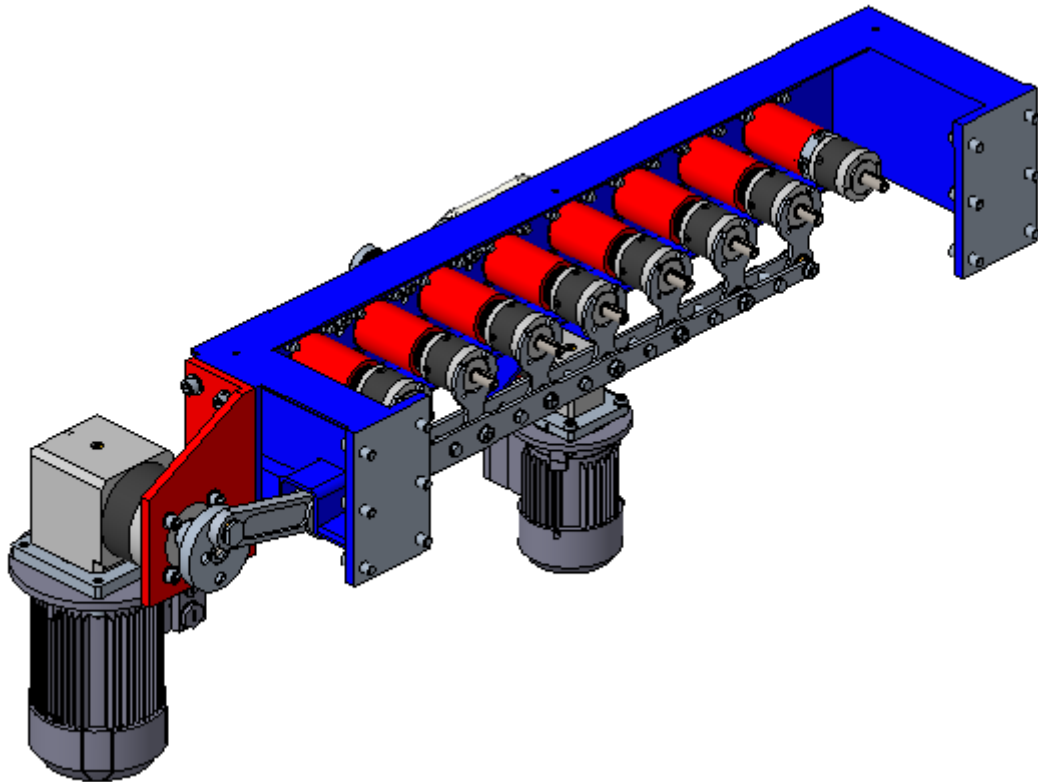
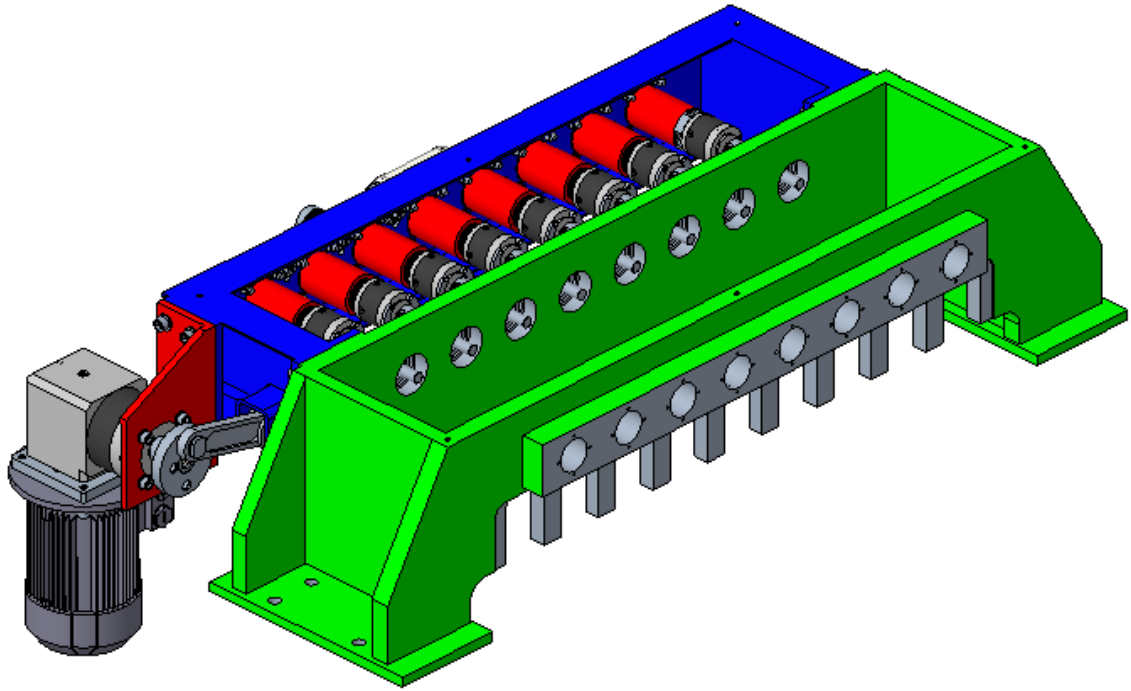
Pro motor kmitání je již požadovaná hodnota v běžných mezích, z rovnice 6.5.3 jde o 767,46 [W]. Nejblíže motor s vyšší hodnotou výkonu má 1100 [W], což se jeví jako přiměřené předimenzování a je tedy zvolen, konkrétně typ 1LE10020DA32.

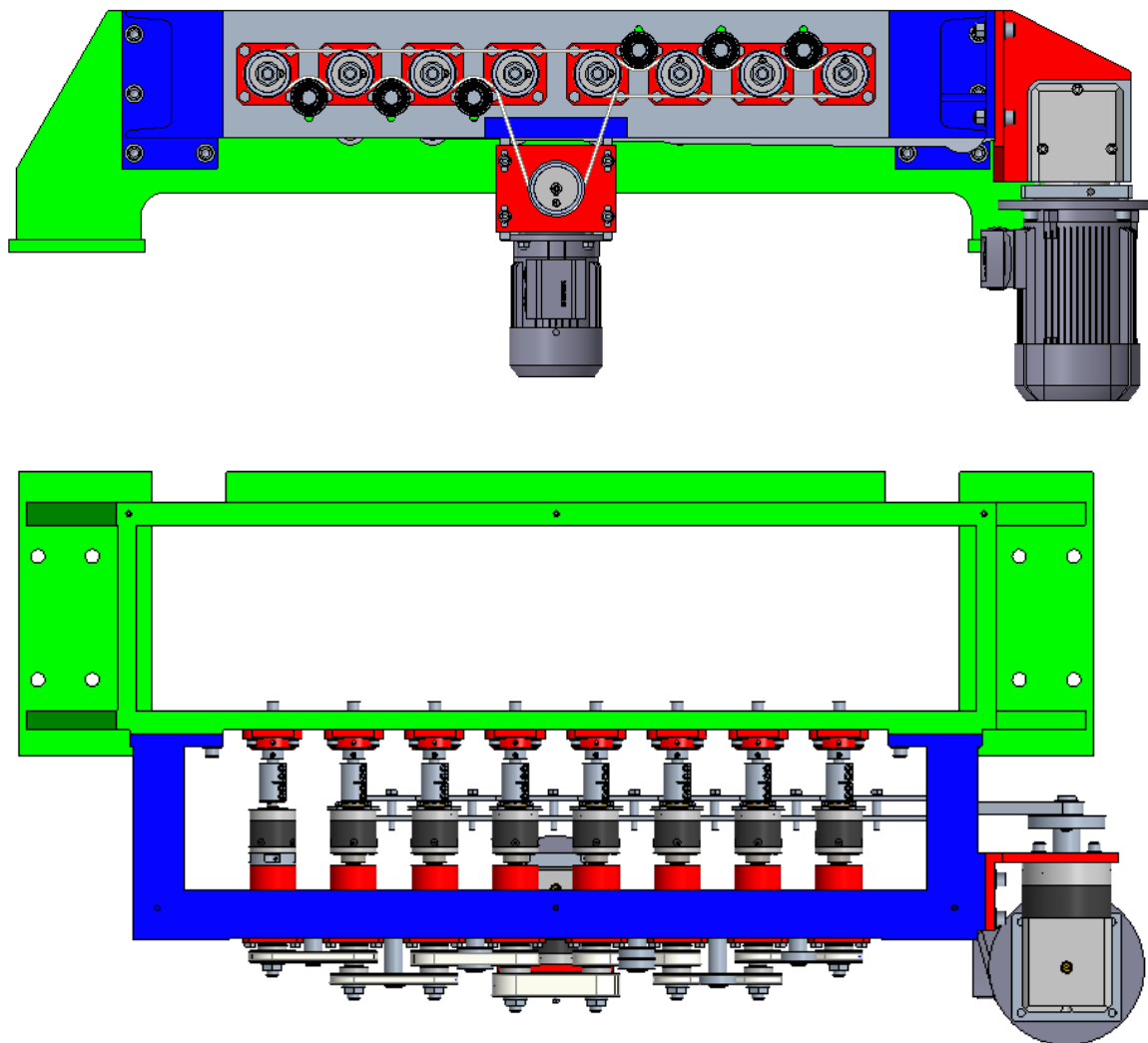
7. Popis konstrukce a kontrolní výpočty

V této kapitole budou představeny jednotlivé součásti s ohledem na jejich konstrukci, popis funkce a technologii výroby. Zároveň budou provedeny některé doplňkové kontrolní výpočty s ohledem na pevnost, případně životnost vybraných součástí, jejichž rozměry, tvar, materiál atd. byly empiricky zvoleny nebo vyplynuly např. z prostorových omezení zástavby do stroje, požadavků na hmotnost apod.

Než přistoupíme k bližšímu popisu jednotlivých součástí a skupin, je na následujících obrázcích zobrazena celá konstrukce, aby čtenář získal základní představu.



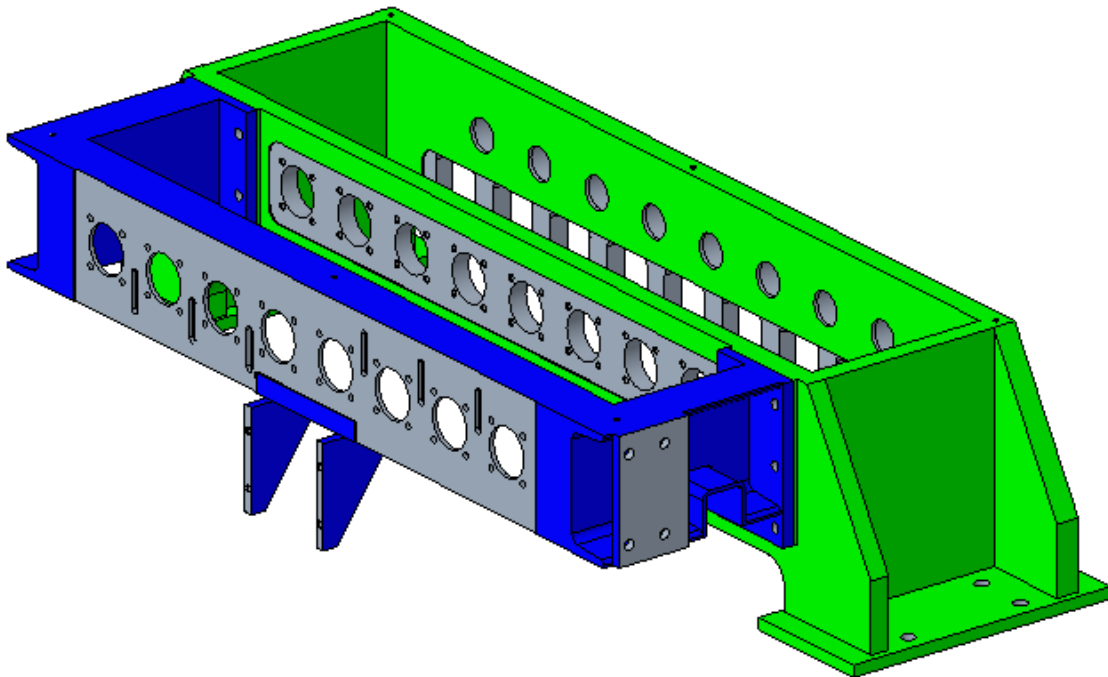




Obrázek 32, 33 a 34: Nové pohonné ústrojí horních válců

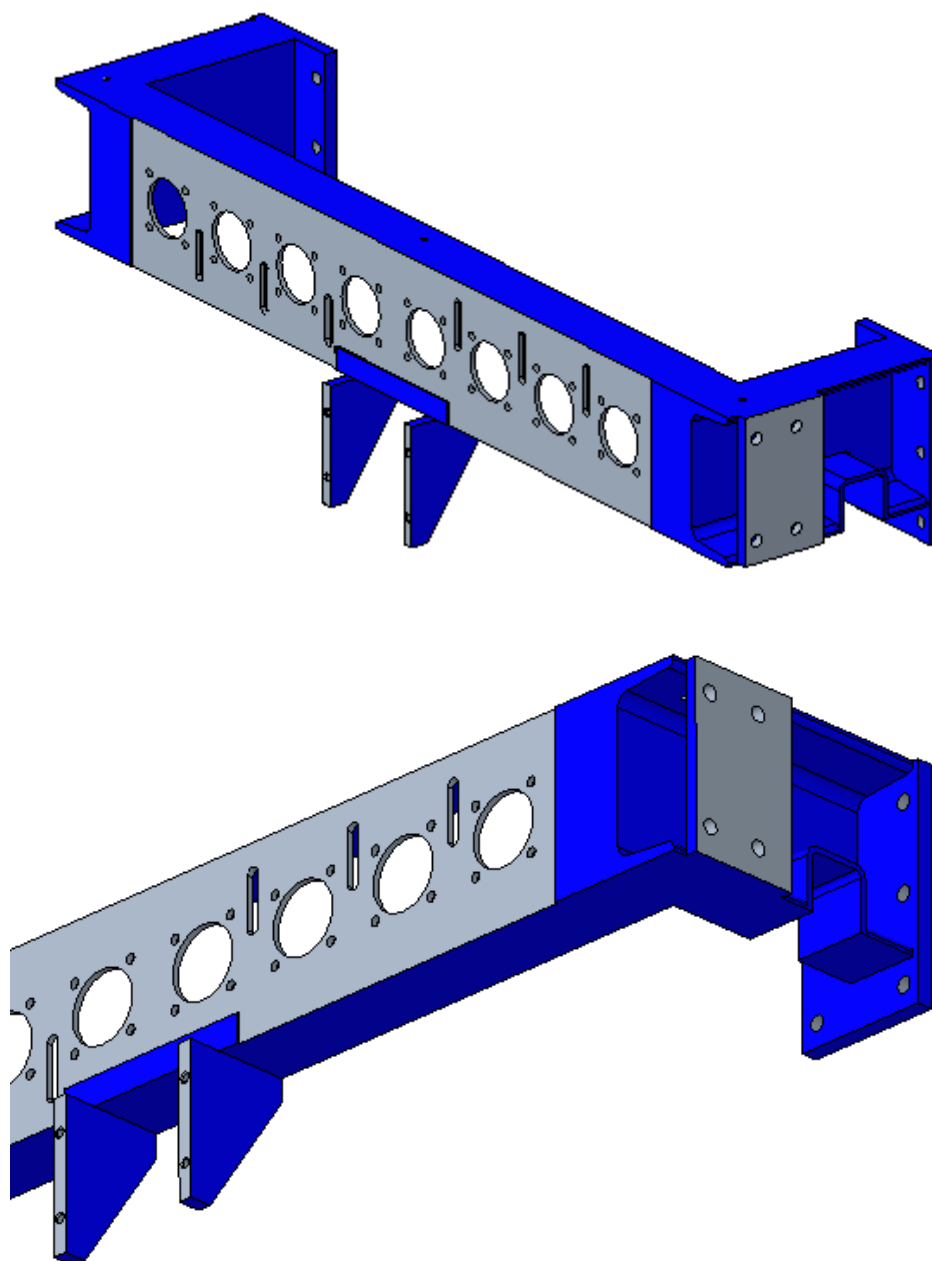
7.1 Pomocný rám

Základní nosnou strukturu celého pohonu představuje pomocný rám, který je připevněn k adaptovanému původnímu rámu pohonu (nesoucímú servomotory, zeleně). Vzhledem k malým úpravám rámu pohonu není tento součástí výrobní dokumentace.



Obrázek 35: Pomocný rám a adaptovaný rám pohonu

Pomocný rám je obrobený svařenec z hutních profilů, při pohledu shora připomínající tvar písmene C a je tvořen jedním dlouhým podélným a dvěma bočními U-profilů.



Obrázek 36: Pomocný rám

Přední strana podélného U-profilu je obrobená a jsou v ní zhotoveny otvory, do kterých jsou vložena pouzdra nesoucí vstupní hřídele k diferenciálům. Zároveň jsou v této ploše vytvořeny drážky pro napínáky řemínků. Na spodní straně tohoto profilu jsou dále přivařeny dva držáky konzoly nesoucí převodovku a motor konstantního otáčení.

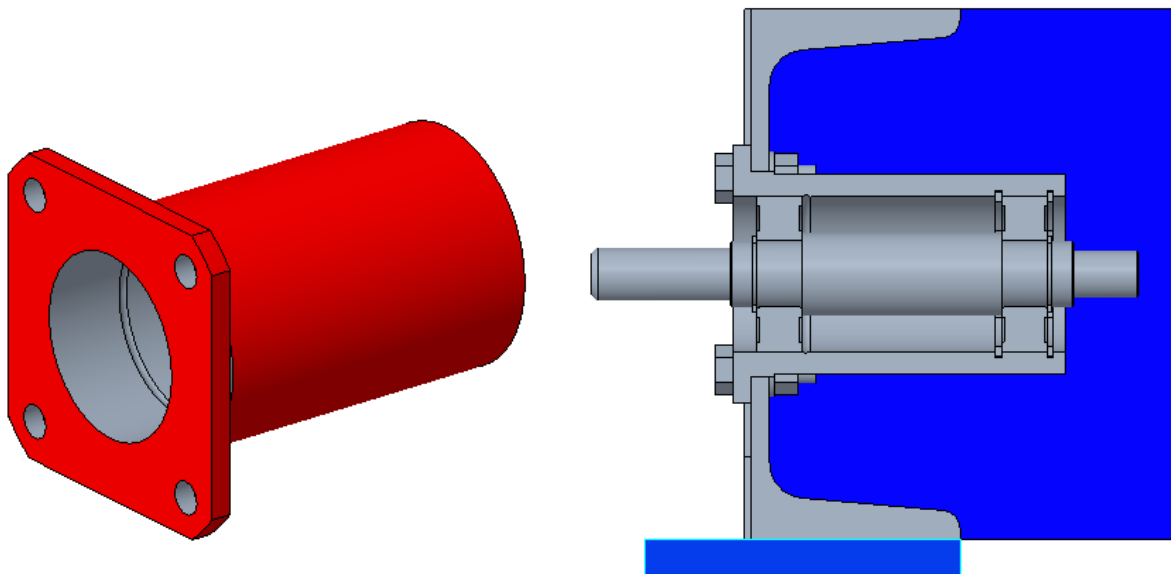
K bočním U-profilům jsou ze zadní strany přivařeny příruby, přes jejichž zadní plochu je rám připevněn ke stroji. Zatímco levý boční profil žádnou další funkci nemá, k pravému je dále

přivařena příruba s obrobenou plochou pro konzolu nesoucí převodovku a motor kmitání. Pro průchod ojnice kličko-vahadlového mechanismu je zde dále vytvořen výřez vyztužený kouskem jeklu.

Celkově je rám navržen tak, aby měl dobrou tuhost při přiměřené váze a náročnosti výroby. Obrábění je omezeno na nezbytné minimum. Jelikož má rám odolnou konstrukci bez kritických průřezů a nesené zatížení není výrazné a je dobře rozložené, není návrh rámu podložen výpočty.

7.2 Pouzdra a pomocné hřídele

Pomocné hřídele, které propojují řemenový skupinový převod na vnější straně s diferenciálů na vnitřní straně, jsou uloženy v jednom pevném (u diferenciálu) a jednom volném kuličkovém ložisku. Ložiska jsou vložena v pouzdrech, která mají tvar trubky s přírubou na jedné straně. Pouzdra jsou z vnější strany vložena do otvorů v pomocném rámu, ve kterých jsou vystředěna a skrze přírubu jsou k rámu přišroubována.

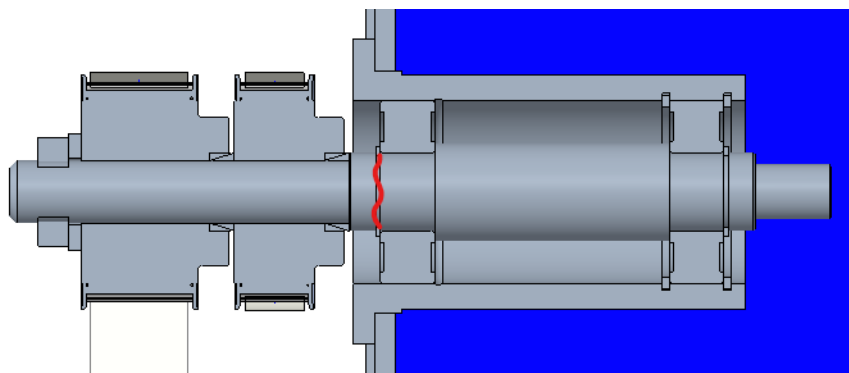


Obrázek 37: Pouzdro, řez pouzdrem s hřídelí a uchycení k rámu

První pouzdro je atypické, má na volném konci přidány otvory, ke kterým je přes mezikus přichycena převodovka prvního válce (nekoná kmitání). Pouzdra jsou zhotovena jako vcelku nenáročné obrobky.

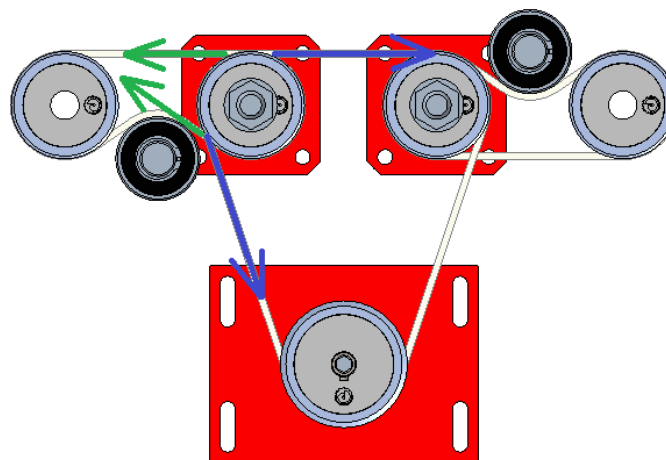
Hřídele jsou rovněž poměrně jednoduché obrobky, jelikož náboje na obou koncích jsou přichyceny svěrnými spoji. Všechny hřídele jsou typově stejné, mají však celkem 4 varianty, lišící se v několika délkových rozměrech, je pro ně tedy vypracován společný, tabulkový výkres.

Hřídele jsou namáhány zanedbatelným kroutícím momentem, dále jsou však namáhány na ohyb od síly předpětí řemíků, která zvláště u dvou centrálních hřídel působí na značně vyloženém volném konci, je tedy žádoucí provést kontrolní výpočet kritického průřezu u ložiska viz obrázek.



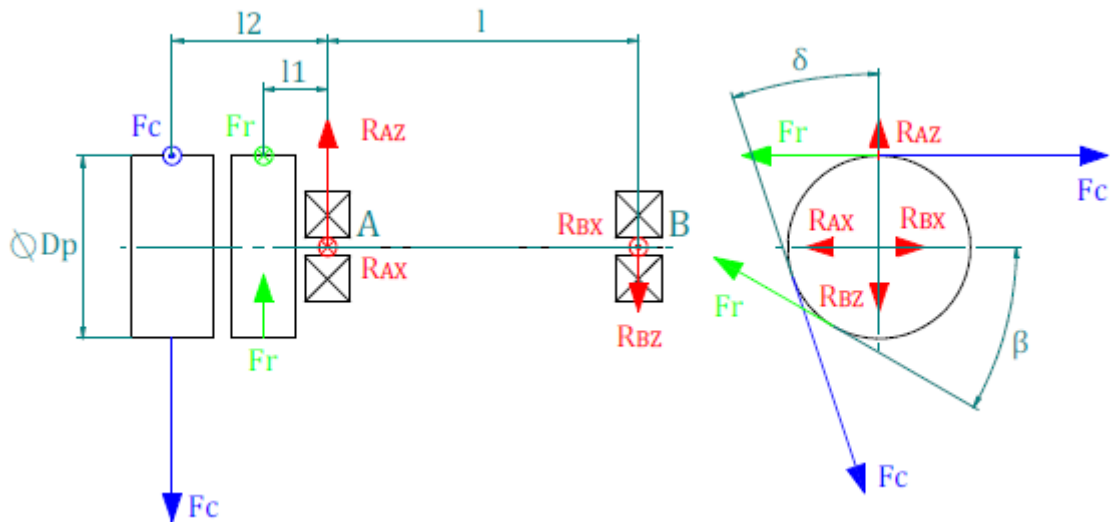
Obrázek 38: Kritický průřez hřídele

U těchto dvou hřídelí je dále negativní fakt, že zatímco u ostatních hřídelí působí tah sousedících řemíků opačným směrem, částečně se tedy kompenzuje (byť na odlišných ramenech), zde tomu je tak v menší míře, neboť jedna větev centrálního řemíku táhne téměř svisle dolů.



Obrázek 39: Schéma zatížení centrální hřídele

Z tohoto důvodu je také nutné řešit zatížení ve dvou rovinách. Ještě dodejme, že u krajní hřídele s jednou řemenicí je tah zcela jednostranný, avšak předpětí je zde nejmenší a řemenice je uložena blízko u ložiska. Pro výpočet je vhodné zakreslit situaci včetně označení geometrie a působících sil.



Obrázek 40: Detailní rozkres zatížení centrální hřídele

Geometrie vyplývá z modelu:

$$l_1 = 34 \text{ [mm]}$$

$$l_2 = 68,5 \text{ [mm]}$$

$$l = 74 \text{ [mm]}$$

$$\beta = 35 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$\delta = 18,5 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Předpětí řemíneků je k dispozici z návrhového softwaru firmy Gates:

$$F_c = 113 \text{ [N]}$$

$$F_r = 56 \text{ [N]}$$

Nejprve stanovíme ohybový moment v horizontální rovině

$$M_{Ax} = -F_r l_1 - F_r l_1 \cos \beta + F_c l_2 + F_c l_2 \sin \delta =$$

$$\begin{aligned}
&= -56 * 34 - 56 * 34 * \cos 35 + 113 * 68,5 + 113 * 68,5 * \sin 18,5 \\
&= 6733 [Nm] \quad (7.2.1)
\end{aligned}$$

A posléze ve vertikální rovině

$$\begin{aligned}
M_{Az} &= -F_c l_2 \cos \delta + F_r l_1 \sin \beta = \\
&= -113 * 68,5 * \cos 18,5 + 56 * 34 * \sin 35 = -6248 [Nm] \quad (7.2.2)
\end{aligned}$$

Celkový moment je nyní možné jednoduše stanovit

$$M_A = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Az}^2} = \sqrt{6733^2 + (-6248)^2} = 9185 [Nm] \quad (7.2.3)$$

Nyní je možné spočítat základní napětí v ohybu, při čemž průměr dna drážky u ložiska je $d_2 = 19 [mm]$

$$\sigma_{oA} = \frac{M_A}{W_A} = \frac{32M_A}{\pi d_2^3} = \frac{32 * 9185}{\pi * 19^3} = 13,6 [MPa] \quad (7.2.4)$$

Napětí v krutu je možné zanedbat, neboť tento průřez přenáší pouze kroutící moment k jednomu válci (dle 6.3.1 $M_c = 0,625 [Nm]$). Obecně by bylo nutné pokračovat ve výpočtu, stanovit mez únavy pro cyklické namáhání s vrubem (drážka pro pojistný kroužek) dle vzorce

$$\sigma_{CoA}^* = \frac{0,43R_m v \eta}{\beta_o} \quad (7.2.5)$$

A následně zjistit součinitel bezpečnosti

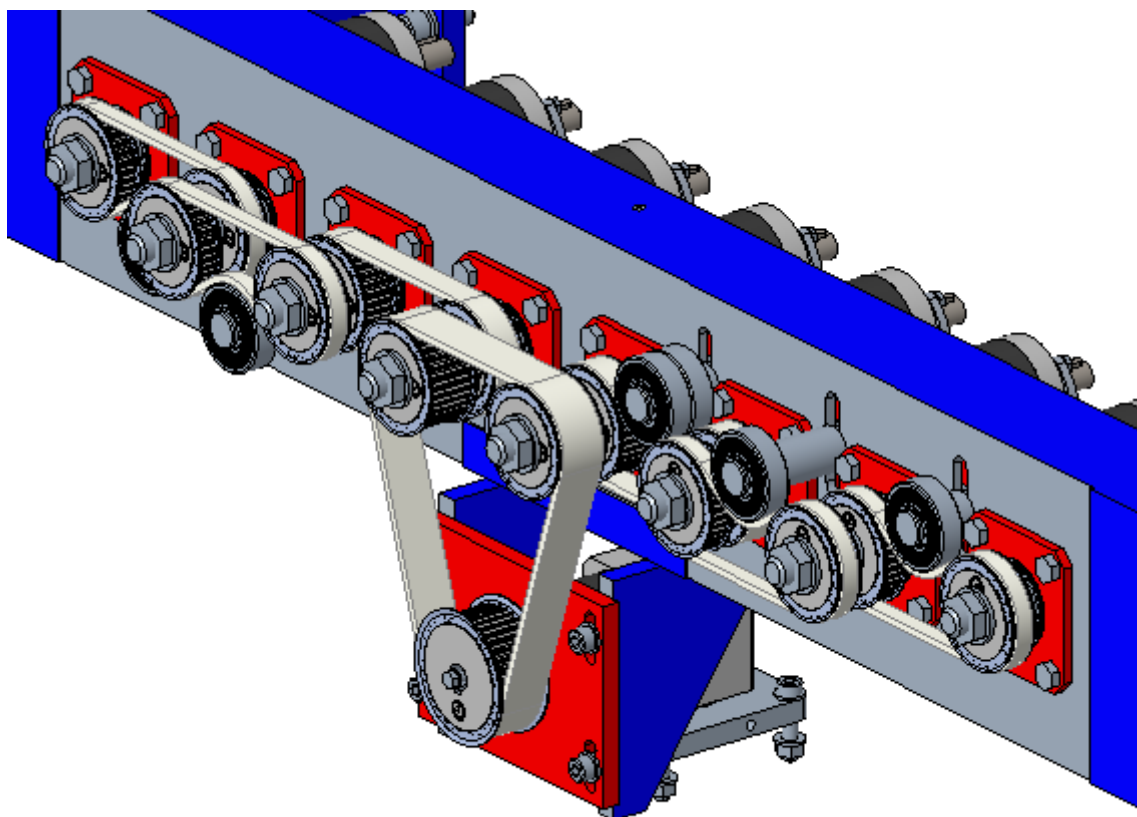
$$k_o = \frac{\sigma_{CoA}^*}{\sigma_{oA}} \quad (7.2.6)$$

Jelikož je však zjištěné namáhání natolik malé a působí při malých otáčkách (dle 6.2.1 $n_c = 80,16 [1 * min^{-1}]$), je možné říci, při uvažovaném materiálu 11 600 s $R_m = 600 [MPa]$, že bezpečnost bude s určitostí dostatečná.

7.3 Skupinový řemenový převod

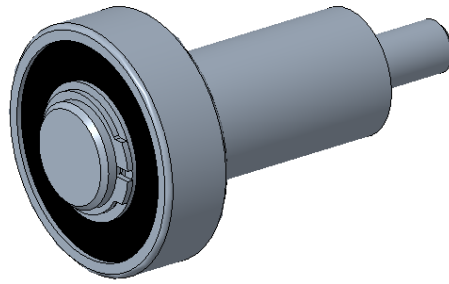
Tato část ústrojí již byla z větší části představena v kapitolách 5 a 6.4. Uspořádání odpovídá původně navrhovanému, tedy centrální řemínek uprostřed, přivádějící výkon z redukční

převodovky a na každé straně jeden rozváděcí řemínek a dvojice krajních řemíneků, přenášejících výkon na jednotlivé válce.



Obrázek 41: Skupinový řemenový převod

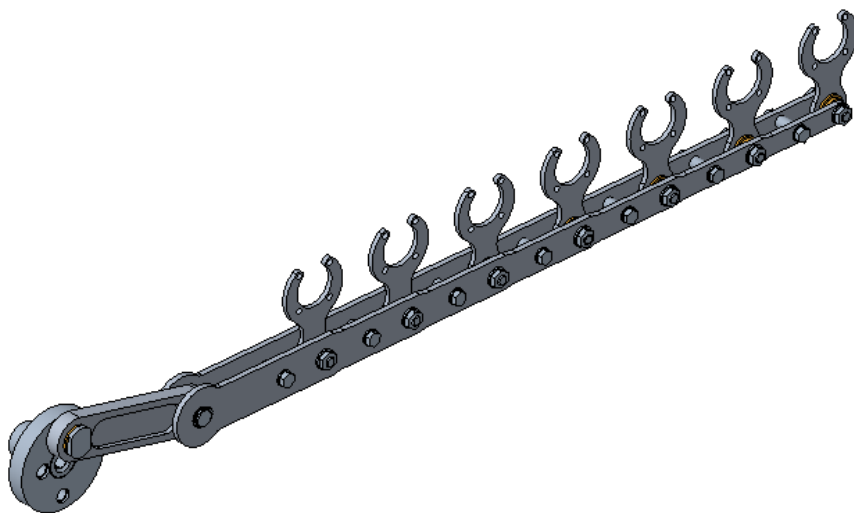
Toto centrální uspořádání je nejpříznivější z hlediska zatížení řemíneků a tím pádem i pomocných hřídelí a jejich ložisek. Řemenice na spojovacích hřídelích jsou připevněny pomocí jednoduchých svěrných pouzder, k jejichž předepnutí slouží matice na závitovém konci hřídele. Spoj mezi řemenicí a hřídelí na výstupu z redukční převodovky je zajištěn perem. Jelikož jsou svěrná pouzdra poměrně velká vzhledem k přenášenému momentu, není nutná kontrola proti protočení. Napínání centrálního řemíneků je řešeno posuvem redukční převodovky na drážkách v upínací konzole, ostatní řemíneků se napínají pomocí jednoduchých napínačů, složených z kuličkového ložiska na čepu opět v drážce. Tyto napínačky jsou umístěny proti volným větvím řemíneků.



Obrázek 42: Napínák řemene

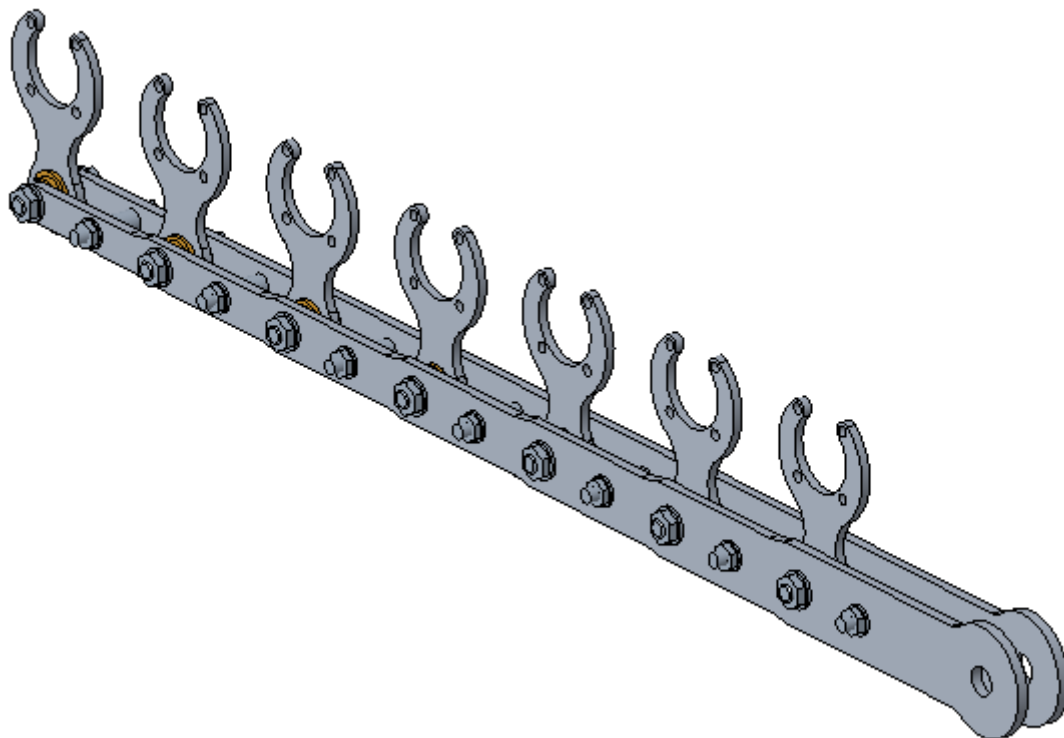
7.4 Kliko-vahadlový mechanismus

Konstrukce kliko-vahadlového mechanismu je podřízena poměrně vysoké frekvenci kmitání a z ní plynoucím nežádoucím dynamickým účinkům. Rozměrnější součásti jsou proto zhotoveny ve vhodném tvaru ze slitin Al, aby byly omezeny jejich setrvačné charakteristiky a počet pohyblivých spojů byl omezen na minimum s tím, že vůle v nich je co nejmenší a kontaktní plocha dostatečně velká. Jako ložiska jsou využita kluzná pouzdra ze slinutého bronzu, která jsou odolná vůči rázům a při tom nevyžadují během provozu dodatečnou péči. Spoje, které nekonají pohyb, jsou buďto staženy šrouby, případně jsou součásti nalisovány s přesahem. Do spoje mezi těhlicí (rozdávěcí tyčí) a jednotlivými vahadly jsou vloženy silentbloky, vymezující výrobní a montážní nepřesnosti z důvodů uvedených při popisu tohoto mechanismu v kapitole 5.



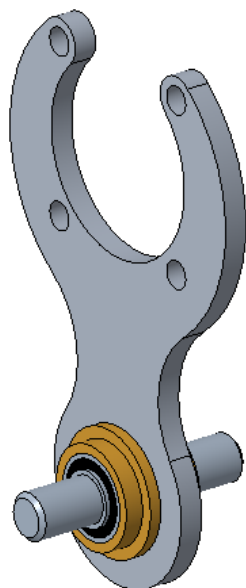
Obrázek 43: Kompletní kliko-vahadlový mechanismus

Nejrozměrnější součástí je těhlice - rozváděcí tyč, propojující vahadla s ojnicí. Skládá se ze dvou bočnic, které jsou řešeny jako výpalky z Al a jejichž průřez se od volného konce zvyšuje, tak jak narůstá přenášený výkon. Mezi bočnice jsou vloženy silentbloky pouzdrového typu (mezikruží), skrz které prochází spojovací čep, stahující bočnice na čela vnitřního kroužku silentbloku. Na vnějším kroužku je nalisováno vnitřní kluzné pouzdro. Aby se zabránilo potenciálnímu vybočení, resp. kmitání bočnice směrem do stran, jsou v polovině rozteče mezi vahadly doplněny stahovací rozpěrky stažené šrouby.



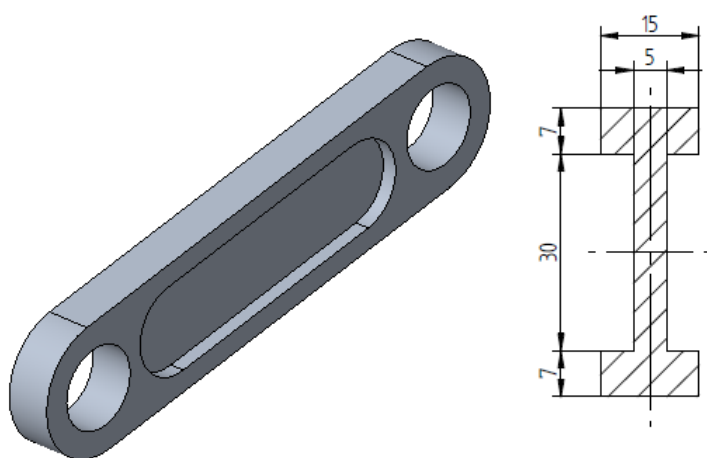
Obrázek 44: Rozváděcí tyč s vahadly

Vahadla jsou též řešena jako Al výpalky, v horní části mají tvar půlměsíce s otvory na přišroubování k diferenciálu, ve spodní části se nachází oko pro vnější kluzné pouzdro. To je užší než vnitřní, což umožňuje nalezení vhodné pracovní polohy bez nežádoucího přičení či předpětí.



Obrázek 45: Vahadlo s pouzdry, silentblokem a čepem

Výkon je na rozváděcí tyč přiváděn pomocí ojnice jednoduchého, symetrického tvaru s vhodným průřezem I, která je navržena jako obrobek z čtyřhranného profilu z Al slitiny. Do obou ok jsou zalisována vnější kluzná pouzdra, kterým přináležejí vnitřní pouzdra nalisovaná na spojovacích čepech. Pouzdra jsou doplněna příložkami a celá skladba tak vymezuje polohu rozváděcí tyče v příčném směru. Vzhledem k navrženému materiálu a faktu, že ojnice přenáší celkový výkon, je žádoucí provést kontrolu její pevnosti, jelikož není příliš dlouhá, postačí kontrola na prostý tlak (resp. tah).



Obrázek 46: Ojnice a její průřez

Zatěžující sílu zjednodušeně určíme jako podíl momentu na výstupu z redukční převodovky (M_{pkmit} viz 6.5.5) a nejmenší excentricity čepu $e = 24$ [mm]. Setrvačné účinky od rozváděcí tyče a vahadel je možné zanedbat, neboť sestava je poměrně lehká. Zatěžující síla tedy je

$$F = \frac{M_{kmit}}{e} = \frac{153,492}{0,024} = 6395,5 \text{ [N]} \quad (7.4.1)$$

Plocha průřezu namáhaného tlakem je patrná z obrázku

$$S_p = 2 * 7 * 15 + 30 * 5 = 360 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (7.4.2)$$

Plocha průřezu namáhaného tahem odpovídá vnějším rozměrům ojnice bez průměru otvoru oka $D = 27$ [mm]

$$S_t = (44 - 27) * 15 = 255 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (7.4.3)$$

A napětí v tlaku, resp. tahu, můžeme určit jako

$$\sigma_p = \frac{F}{S_p} = \frac{6395,5}{360} = 17,7 \text{ [MPa]} \quad (7.4.4)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S_t} = \frac{6395,5}{255} = 25,1 \text{ [MPa]} \quad (7.4.5)$$

Ojnice je navržena z hliníkové slitiny 42 4201, mající pevnost min. $R_m = 200$ [MPa], nicméně mez únavy je závislá na mnoha faktorech, s opatrností je možné říci, že dovolené napětí pro cyklické namáhání je $\sigma_c = 80$ [MPa], pro něj můžeme stanovit bezpečnost

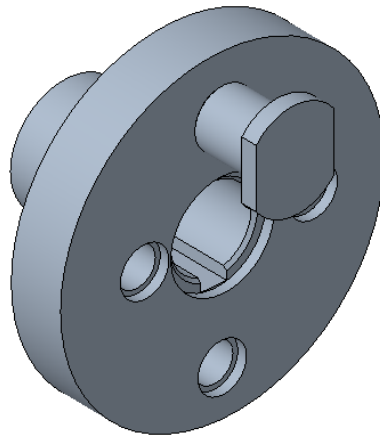
$$k_p = \frac{\sigma_c}{\sigma_p} = \frac{80}{17,7} = 4,5 \quad (7.4.6)$$

$$k_t = \frac{\sigma_c}{\sigma_t} = \frac{80}{25,1} = 3,2 \quad (7.4.7)$$

Z čehož je zřejmé, že ojnice vydrží s přehledem i cyklické namáhání.

Poslední význačnou částí mechanismu je excetr (resp. klika), nasazený na výstupu z redukční převodovky. Vzhledem k pevnosti je ocelový, přenos výkonu z převodovky je prostřednictvím pera. Na čelní straně excentru jsou vytvořeny čtyři otvory pro zašroubování čepu.

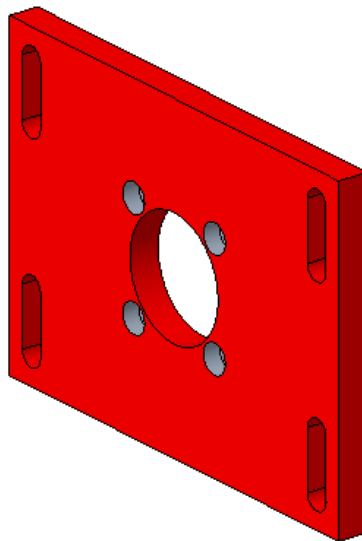
Excentricita otvorů je odstupňována, čímž je umožněno nastavení zdvihu tyče a tím i úhlu rozkmitu válců na několik hodnot.



Obrázek 47: Excentr s našroubovaným čepem

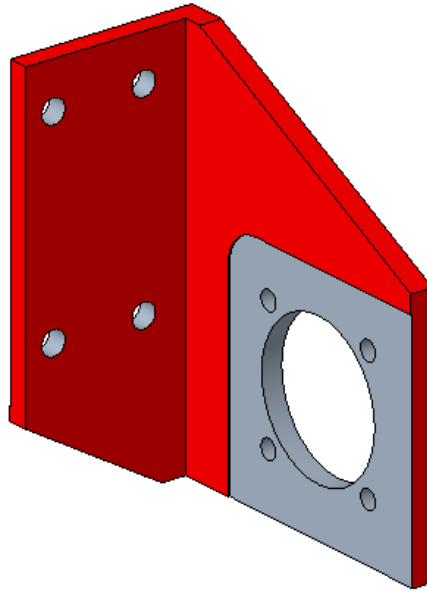
7.5 Další části

V této kapitole pouze zběžně uvedeme některé méně podstatné součásti ústrojí. K uložení redukčních převodovek a motorů slouží dvě konzoly. Spodní konzola nese pohon konstantního otáčení, jedná se o jednoduchý výpalek s drážkami, které umožňují posun a tím napínání centrálního řemínku.



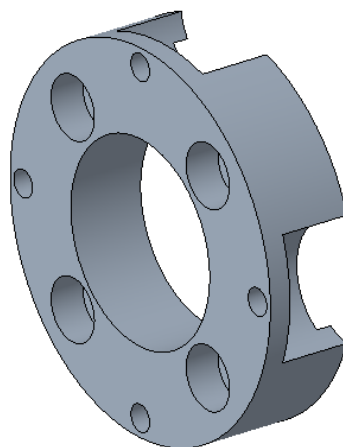
Obrázek 48: Spodní konzola

Boční konzola nese pohon kmitání, jedná se o obrobený svařenec tvaru „L“ z ploché oceli. Důležitá je vzájemná kolmost obrobených ploch (jedna pro uchycení k rámu, druhá k připevnění pohonu), jinak by kličko-vahadlový mechanismus pracoval s nežádoucím předpětím a měl by zkrácenou životnost.



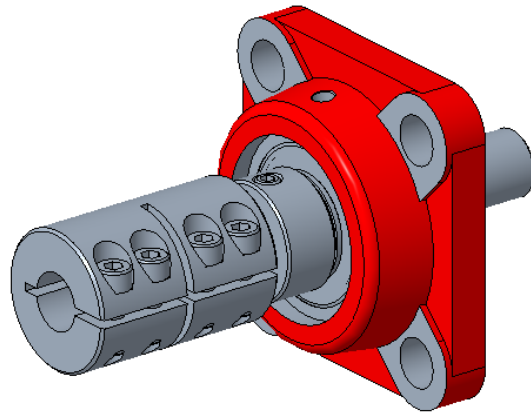
Obrázek 49: Boční konzola

Jelikož první válec nekmitá, je nutné uchytit převodovku, sloužící u ostatních jako diferenciál. K tomuto účelu slouží mezikus, přichycený jednou stranou k atypickému prvnímu pouzdru, druhou stranou k převodovce. Z obou stran jsou vytvořena zahlobení pro příslušné šrouby.



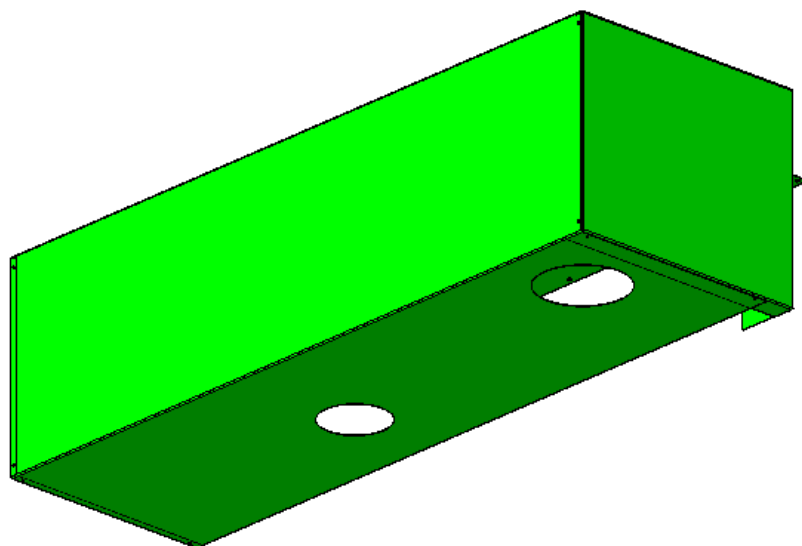
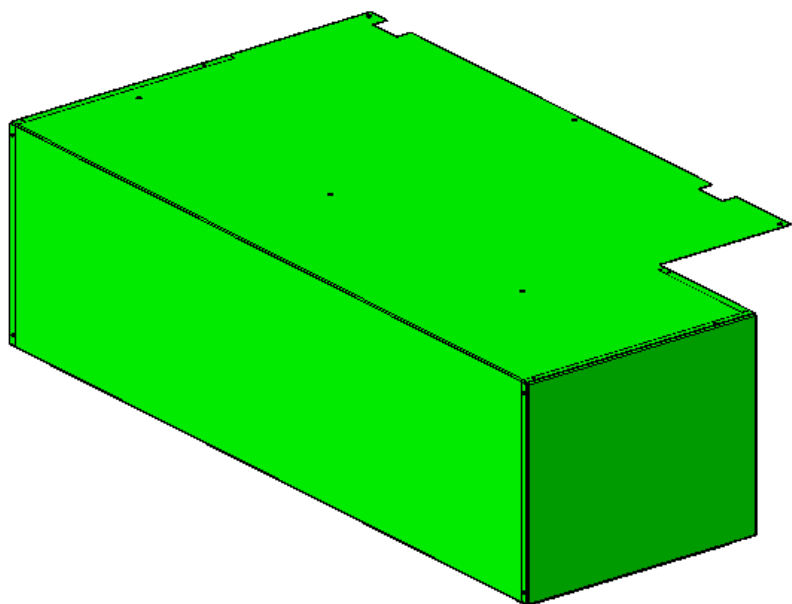
Obrázek 50: Mezikus prvního válce

O propojení mezi výstupní hřídelí z diferenciálu a válcem se stará jednoduchá spojovací hřídel, uložená v ložiskovém tělese na místě původního upevnění servomotorů, výkon je přenášen svěrnou spojkou. Její maximální přenášený moment je 190 [Nm], tedy plně dostačující.



Obrázek 51: Spojovací hřídel s uložením a spojkou

Nedílnou součástí nového pohonu je zakrytování, zajišťující především bezpečnost pracovníků, důležité je však i pro ochranu zařízení před vlivy okolí, v tomto případě především před nebezpečím vniknutí vody. Kryt se skládá ze tří snýtovaných částí, těla a dvou čel, z vrchu kryt dokonale zakrývá ústrojí a z boků a ze spodu těsně přiléhá k rámu stroje. Motory částečně vystupují určenými otvory ze spodní části krytu, je tak zajištěno jejich dobré chlazení.



Obrázek 52: Kryt

8 Ekonomická analýza

Jelikož jedním z hlavních požadavků na nové pohonné ústrojí je úspora nákladů, je vhodné provést alespoň hrubé stanovení pořizovací ceny. Jako obvykle se náklady skládají ze dvou hlavních skupin, ceny materiálu a nakupovaných komponent a z režii na pracovní úkony (obrábění, lakování, montáž apod.). Pro obě skupiny je vytvořen souhrn nákladů v tabulkách 1 a 2 níže. V obou případech jde o velmi zjednodušený odhad, neboť je mimo rozsah práce zjišťovat konkrétní cenu všech nakupovaných dílů (logicky se pozornost zaměřuje na hlavní komponenty) a stanovení časů a ceny výrobních úkonů je náročné, navíc bude v praxi velmi ovlivněno sazbami a technologickými možnostmi zhotovitele, aktuální ekonomickou situací atd. Pro porovnání jsou v tabulce 3 zhruba stanoveny náklady nahrazovaného pohonného ústrojí, jedná se v zásadě o 7 servomotorů s redukčními převodovkami, jeden asynchronní motor se šnekovou převodovkou pro první válec a časová dotace na montáž a oživení.

Položka č.	Název položky	Množ. [ks]	Množ. [kg]	Jednotková cena [Kč]	Celková cena [Kč]
1	Hutní materiál ocel	-	103,6	40,-	4 144,5
2	Hutní materiál Al	-	2,7	200,-	540,-
3	Spojovací materiál	-	20	100,-	2 000,-
4	Převodovka přímá 1:8 GBX060008K	8	-	6 200,-	49 600,-
5	Převodovka úhlová 1:40 GBY060040K	1	-	14 800,-	14 800,-
6	Převodovka úhlová 1:5 GBY120005K	1	-	26 000,-	26 000,-
7	Motor 0,18 [kW] 1LA7060-2	1	-	1 850,-	1 850,-
8	Motor 1.1 [kW] 1LE10020DA32	1	-	3 150,-	3 150,-
9	Ložisko 6204	32	-	50,-	1 600,-
10	Řemenice 9 [mm] 36z	8		300,-	2 400,-
11	Řemenice 15 [mm] 36z	4		440,-	1 760,-
12	Řemenice 25 [mm] 36z, 40z	3		600,-	1 800,-
13	Svěrné pouzdro BK50 16x20	14		60,-	840,-
14	Řemínek 9 [mm] 400-5MGT3-9	4		220,-	880,-
15	Řemínek 15 [mm] 400-5MGT3-15	2		300,-	600,-
16	Řemínek 25 [mm] 600-5MGT3-25	1		600,-	600,-
17	Silentblok	7		40,-	280,-
18	Kluzné pouzdro	15		100,-	1 500,-
19	Ložiskové těleso 16 [mm] ESF202	8		400,-	3 200,-
20	Hřídelová spojka 14 [mm] 23050-1140	8		780,-	6 240,-
	Celkem				120 054,5

Tabulka 1: Náklady na nákup dílů a materiálu

Operace č.	Popis operace	Čas na úkon [min]	Počet úkonů [ks]	Celkový čas [h]	Hodinová sazba [Kč]	Celková cena [Kč]
1	Řezání polotovarů	1,5	44	1,1	400,-	440,-
2	Vypalování	-	-	1	800,-	800,-
3	Svařování	-	-	2	800,-	1 600,-
4	Frézování	-	-	11	1 000,-	11 000,-
5	Soustružení	-	-	9,5	800,-	7 600,-
6	Zhotovení otvorů	1	174	2,9	800,-	2 320,-
7	Řezání závitů	1,5	66	1,65	1 000,-	1 650,-
8	Výroba krytů	-	-	1	500,-	500,-
9	Lakování	-	-	2	500,-	1 000,-
10	Montáž podskupin	-	-	10	400,-	4 000,-
11	Celková montáž	-	-	8	400,-	3 200,-
12	Testování, seřízení	-	-	6	800,-	4 800,-
	Celkem					38 910,-

Tabulka 2: Náklady na pracovní úkony

Položka č.	Název položky	Množ. [ks]	Jednotková cena [Kč]	Celkový čas [h]	Hodinová sazba [Kč]	Celková cena [Kč]
1	Servomotor 8LSA37	7	27 000,-	-	-	189 000,-
2	Převodovka přímá 1:12 8GP45-067	7	7 280,-	-	-	50 960,-
3	Motor se šnek. převodovkou 2KJ3731-2BD11-9FE1	1	5 000,-	-	-	5 000,-
4	Montáž	-	-	3	400,-	1 200,-
5	Oživení, testování	-	-	6	800,-	4 800,-
	Celkem					245 960,-

Tabulka 3: Pořizovací náklady nahrazovaného ústrojí

Pokud sečteme hodnoty z tabulky 1 a 2, získáváme náklady na pořízení nového ústrojí ve výši 158964,5 [Kč]. V porovnání s náklady na ústrojí použité na testovacím zařízení (tabulka 3) se jedná o značnou úsporu, přestože je nutné znovu upozornit, že se jedná a dosti orientační stanovení. Nejnákladnější položky představují dvě úhlové redukční převodovky, které by zřejmě mohly být, při jiném konstrukčním uspořádání, nahrazeny převodovkami přímými. Toto je nedostatek konstrukce, který by při včasnějším odhalení cenu o něco snížil.

Závěr

Hlavním cílem práce bylo nalezení úspornějšího řešení pohonného ústrojí horních válců, vhodného pro potenciální výrobu většího počtu strojů. Při tom však mělo nové řešení svými užitnými vlastnostmi z velké části odpovídat ústrojí použitému na zkušebním valchovacím stroji, tedy být spolehlivé, bezúdržbové s alespoň částečnou říditelností pohybu válce, a přinést tak zlepšení oproti původním valchám využívaným v běžné výrobě.

Za tímto účelem byla provedena rešerše mechanismů, zdrojů a přenosu výkonu, které by mohly být zajímavé pro tento úkol. Na jejím základě byl proveden ideový návrh řešení, která byla rozdělena do dvou skupin. První z nich je charakteristická snahou o nalezení vysoce progresivního řešení, postaveného na využití specifických fyzikálních jevů či neobvyklých konstrukčních prvků. Druhá skupina je více konzervativní, založená na běžných strojních součástech a mechanismech, avšak v originální kombinaci a konstrukčním uspořádání.

Zpočátku byla snaha najít vhodné řešení v rámci první skupiny, neboť zde je vyšší potenciál na nalezení značně jednoduchého, úsporného řešení. U všech zvažovaných řešení však vystával problém se splněním ostatních požadavků, hlavně spolehlivosti funkce. Ta závisí především na precizním návrhu parametrů konstrukce, který je však v tomto případě obtížný, neboť vlastnosti valchovaných polotovarů se během času do určité míry mění. Pro využití specifických fyzikálních jevů je navíc nedostatek teoretických podkladů a zkušeností, případně simulačních softwarů.

Z tohoto důvodu bylo nakonec zvoleno konzervativnější řešení založené na využití diferenciálu, který požadovaného pohybu válce dosahuje skládáním dvou vstupních pohybů. Přestože bylo zřejmé, že konstrukce nebude o tolik jednodušší a levnější, byl zde vysoký předpoklad úspěšné realizace, což se nakonec potvrdilo.

Při vlastním řešení bylo nejprve navrženo základní uspořádání ústrojí, na což následně navázaly návrhové výpočty, řešící kinematiku ústrojí a jednotlivých členů. Poté bylo v závislosti na přenášeném zatížení, které vycházelo z hodnoty naměřeného zátěžného momentu na zkušebním stroji, provedeno dimenzování jednotlivých komponent. Problémem však byla nemožnost spolehlivě určit, jaká část momentu připadá na samotný proces valchování a jaká pouze na dynamiku kmitavého pohybu. Z tohoto důvodu byl při návrhu obou částí pohonu s opatrností uvažován celkový moment, kvůli čemuž jsou patrně některé

komponenty předimenzovány. Toto je určitý nedostatek, pokud by se podařilo moment přesně rozdělit, mohl by být návrh úspornější.

Dále již byl zpracován 3D model ústrojí, přičemž byly zároveň provedeny nejnnutnější kontrolní pevnostní výpočty. Celé ústrojí i jednotlivé díly jsou v práci stručně popsány a je pro ně vytvořena výrobní a montážní dokumentace, která je přílohou této práce.

Závěrem byla provedena hrubá ekonomická analýza, která (přestože je nutné brát ji se značnou rezervou pouze jako orientační) potvrzuje zajímavou finanční úsporu nového řešení v porovnání s ústrojím, použitým na zkušebním stroji.

Použitá literatura a odkazy

[1] - Kuryshev Vladislav: Kinematické a dynamické řešení kloubového mechanismu [online]; TU Liberec, 2016; [cit. 8. 2. 2020]; dostupné z:

https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/20576/Kuryshev_Vladislav_BP_%2B2016.pdf?sequence=1&isAllowed=y

[2] – Ing. Magdaléna Svobodová: Převody a mechanismy, Vačkové mechanismy [online]; SPŠS a VOŠT Brno, 2013; [cit. 8. 2. 2020]; dostupné z:

http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-16.pdf

[3] – Ing. Hana Ilkivová: Klikový mechanismus [online]; Hotelová škola, Obchodní akademie a Střední průmyslová škola Teplice, 2012; [cit. 8. 2. 2020]; dostupné z:

https://www.sostp.cz/dumy/Stavba%20a%20provoz%20stroj%C5%AF%20-%204.r.%20SP%C5%A0/VY_32_INOVACE_SPS_941.pdf

[4] – Ing. Magdaléna Svobodová: Převody a mechanismy, Kulisové mechanismy [online]; SPŠS a VOŠT Brno, 2013; [cit. 8. 2. 2020]; dostupné z:

http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-15.pdf

[5] – Ing. Magdaléna Svobodová: Převody a mechanismy, Mechanizmy s přerušovaným pohybem [online]; SPŠS a VOŠT Brno, 2013; [cit. 8. 2. 2020]; dostupné z:

http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-17.pdf

[6] – Milan Adámek: Elektrické stroje, Přednáška č. 12 [online]; Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně; [cit. 15. 2. 2020]; dostupné z:

<http://www.elektro.utb.cz/prednasky/prednaska12.pdf>

[7] – Václav Kopecký: Stejnoseměrné motory se samonosným vinutím [online]; [cit. 16. 2. 2020]; dostupné z:

<https://slideplayer.cz/slide/2450433/8/images/14/el.+svorky+p%C5%99%C3%ADruba.+%C4%8Delo.+pl%C3%A1%C5%A1%C5%A5+uzav%C3%ADr%C3%A1+magnetick%C3%A9+pole.+%C4%8Delo+komut%C3%A1toru.+h%C5%99%C3%ADdel.+vinut%C3%AD.+grafitov%C3%A9+kart%C3%A1%C4%8De..jpg>

[8] – Václav Kopecký: Stejnoseměrné motory se samonosným vinutím [online]; [cit. 16. 2. 2020]; dostupné z:

<https://slideplayer.cz/slide/2450433/8/images/21/Konstrukce+EC.jpg>

[9] – Krokový motor – co to je a jak funguje [online]; EUfactory a.s. Praha, 2018; [cit. 16. 2. 2020]; dostupné z:

https://shop.eufactory.com/blog/12_krokovy-motor-uvod

[10] – What is it servo motor and whet it is used [online]; CLR S.L., 2020; [cit. 16. 2. 2020]; dostupné z:

<https://clr.es/blog/en/what-is-servo-motor-and-when-is-it-used/>

[11] – A. Garstka: Řemenový převod [online]; SPŠ Ostrava, 2012; [cit. 20. 2. 2020]; dostupné z:

https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/sps3_program2_remenovy_prevod-UT.pdf

[12] – Dušan Hložanka: Řetězové převody [online]; SPŠ Ostrava, 2013; [cit. 20. 2. 2020]; dostupné z:

<https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20%C5%98et%C4%9Bzov%C3%A9%20p%C5%99evody-UT.pdf>

[13] – Bc. Petr Kozák: Analýza vlivu povlaků n trvanlivost frézy a drsnost boku zubů při odvalovacím frézování ozubených kol pro firmu Wikov MGI a.s. [online]; TU Liberec, 2013; [cit. 20. 2. 2020]; dostupné z:

<https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/19102/Diplomov%C3%A1+pr%C3%A1ce+-+Petr+Koz%C3%A1k.pdf?sequence=1>

[14] – Miroslav Herka: Současný stav a vývojové tendence v konstrukci diferenciálů [online]; VUT Brno, 2009; [cit. 20. 2. 2020]; dostupné z:

https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17299

[15] – Kříž R., Weigner K., Svoboda J.: Stavba a provoz strojů III., Mechanismy; SNTL Praha, 1979

[16] – Juliš K., Brepta R.: Mechanika I. díl, Statika a kinematika; Technický průvodce 65; SNTL Praha, 1986

[17] – Pešík L.: Části strojů, stručný přehled, díl 2 / vyd. 2.; TU Liberec, 2005; ISBN 80-7083-608-3

[18] – Planetová převodovka [online]; ML Geardesigns, 2013; [cit. 7. 3. 2020]; dostupné z:

<http://mlgeardesigns.blog.cz/1310>

[19] – Pešík L.: Části strojů, stručný přehled, díl 1 / vyd. 2.; TU Liberec, 2005; ISBN 80-7083-584-3

[20] – Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: Strojnické tabulky, vyd. 2.; Scientia Praha, 1998; ISBN 80-7183-123-9

[21] – Meerkamm H.: Technical Pocket Guide, 1st edition; University of Erlangen-Nuremberg, Shaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 2014

Seznam příloh

Příloha A – Výrobní a montážní výkresy

Příloha B – DVD s elektronickou verzí práce