

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

TEORETICKÉ ŘEŠENÍ PNEUMOBILU

THEORY OF PNEUMATIC CAR DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN STODOLÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

BRNO 2011

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá teoretickým řešením vozidla poháněného stlačeným vzduchem.

V první části je popsána soutěž vozů poháněných stlačeným vzduchem, která se pořádá každoročně v Maďarsku, odkud pochází myšlenka vzniku těchto vozů. Dále jsou analyzovány konstrukce některých vozů z maďarské soutěže.

V druhé části je proveden výpočet námi zvolené konstrukce vozu, kde je hlavní důraz kladen na výpočet pohonu. Dále následují popis výroby, zkoušky a prezentace vozu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pneumatický motor, pneumatický obvod, klikový mechanismus, řetězový převod.

ABSTRACT

This thesis covers the theoretical solution of the compressed air powered vehicle. The first section describes the competition of the compressed air powered vehicles, that is annually held in Hungary, where the idea for such a car design was created. There are also additional descriptions of the construction of the machines from the hungarian competition.

In the second section there is a calculation of the chosen vehicle construction, where the main emphases is based on the calculation of the drive of the vehicle. The description of the manufacturing, tests and vehicle presentation follows.

KEY WORDS

Pneumatic cylinder, pneumatic circuit, crank mechanism, chain transfer.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STODOLÁK, M. Teoretické řešení pneumobilu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 62 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem, kteří se jakýmkoliv způsobem podíleli na vzniku této diplomové práce. Zvláště bych chtěl poděkovat prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc. za jeho odborné připomínky a pomoc při řešení technických problémů. Také bych rád poděkoval své přítelkyni a rodině za jejich trpělivost a porozumění ve dnech strávených psaním této diplomové práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že tuto práci jsem vypracoval sám pod odborným vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. a za použití dostupné literatury.

V Brně

.....
Stodolák Martin

OBSAH

ABSTRAKT	5
KLÍČOVÁ SLOVA	5
ABSTRACT	5
KEY WORDS	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE.....	5
PODĚKOVÁNÍ.....	7
ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ.....	9
OBSAH	11
ÚVOD	13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	14
1.1 Soutěž pneumobilů v Maďarsku	14
1.2 Konstrukce pneumobilu	14
1.2.1 Základní koncepce.....	14
1.2.2 Rám.....	15
1.2.3 Pohon.....	15
1.2.4 Řízení.....	17
1.3 Firma Bosch Rexroth	18
1.3.1 Vznik a historie.....	18
1.3.2 Současnost	18
2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA	19
3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	20
4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ.....	21
4.1 Časový harmonogram	21
4.2 Metodika řešení.....	21
5 ANALÝZA ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ.....	22
5.1 Návrh konstrukce pneumobilu	22
5.2 Návrh pneumatického obvodu	22
5.2.1 Stanovení maximálního průtoku vzduchu do motoru.....	24
5.2.2 Volba přímočarých pneumotoru	26
5.3 Stanovení krouticího momentu klikové hřídele.....	27
5.4 Stanovení krouticího momentu zadního kola a hnací síly vozu	31
5.4.1 Stanovení krouticího momentu zadního kola	31
5.4.2 Výpočet jízdních odporů vozu.....	32
5.4.3 Výpočet délky maximálního dojezdu	35
5.5 Návrh řetězového převodu.....	37
5.5.1 Výpočet rozměrů řetězu.....	37
5.5.2 Pevnostní kontrola řetězu	40
5.6 Návrh hřídelů a ložisek	43
5.6.1 Návrh klikové hřídele	43
5.6.2 Výpočet předlohové hřídele	47
5.7 Porovnání vypočítaných a naměřených hodnot	50
6 ZÁVĚR	52
6.1 Rozbor práce	52
6.2 Zhodnocení projektu	52
6.3 Návrh úprav do budoucna.....	53
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	54

8	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	55
9	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	56
10	SEZNAM PŘÍLOH.....	60

ÚVOD

Současný životní styl je závislý na silniční dopravě. Automobily ovšem představují jeden ze zdrojů znečištění životního prostředí. Nepříznivě působí koncentrace škodlivin z provozu automobilů, které ohrožují zdraví obyvatel. Dalším závažným problémem je postupné vyčerpávání globálních zdrojů kapalných fosilních paliv, která jsou pro pohon silničních vozidel zatím stále nejvýhodnější. Z těchto důvodů všichni významní výrobci automobilů věnují velkou pozornost výzkumu a vývoji alternativních paliv a jejich využití u automobilů s různými systémy pohonu[14].

Jedním z možných alternativních paliv je stlačený vzduch. Vozy s tímto pohonem se však teprve pomalu vyvíjejí. Jejich velkou výhodou je, že neznečišťují ovzduší, dále náklady na kompresi vzduchu jsou nižší než při výrobě paliva do spalovacího motoru. Životnost vysokotlakých nádrží je větší proti bateriím u elektrických pohonů, u kterých se časem snižuje výkon.

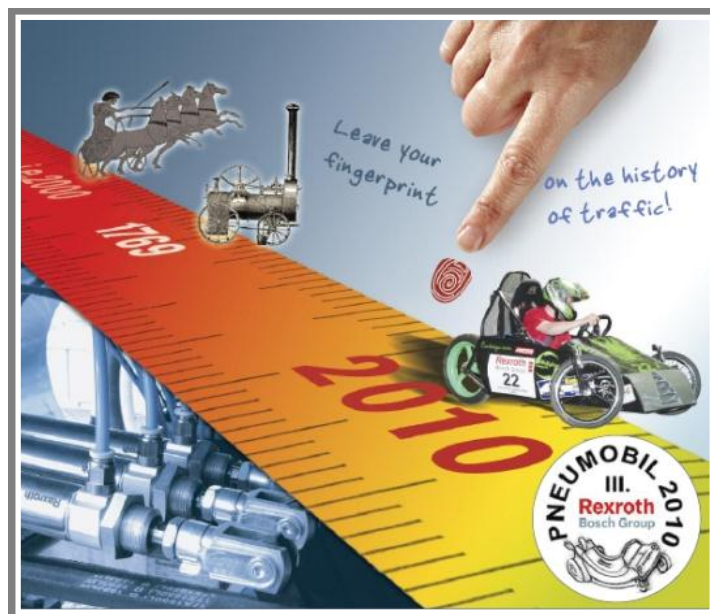
V této práci je řešen výpočet vozidla poháněného stlačeným vzduchem. Myšlenka této konstrukce a řešení pohonu pochází s Maďarské pobočky firmy Bosch Rexroth, která pořádá pro studenty ze středních a vysokých škol soutěž v konstrukci těchto vozů. Firma soutěžícím poskytuje určitý sortiment pneumatických prvků. Nejedná se zde však o boj proniknutím vozů na trh, je to dáno hlavně proto, že pro pohon jsou používány rovnoběžné pneumatické motory, u kterých se ztrácí účinnost při přeměně na rotační pohyb.



1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 Soutěž pneumobilů v Maďarsku

Pobočka firmy Bosch Rexroth se sídlem v Budapešti v Maďarsku pořádá už několik let závody pneumobilů. První ročník soutěže se konal v květnu roku 2008. Zúčastnilo se ho 18 týmů z 11 technických středních a vysokých škol. Soutěž vznikla za účelem rozšířit využití alternativních zdrojů energie (vzduchu) a dále podpořit studenty v získání nových zkušeností a dovedností. Vozy byly konstruovány tak, aby dosáhly co nejvíce bodů ve třech kritériích soutěže, kterými byly: design originality, ujetí určené vzdálenosti v nejkratším čase a maximální ujetá vzdálenost. V dalších ročnících pak přibýly ještě další kritéria jako např. „ Drag Racing,, (rychlostní závod dvou vozů proti sobě). Všechny týmy, které se účastní závodů, musí mít své vozy navrženy a zkonstruovány tak aby splnily předem stanovené technické parametry. Ty jsou zveřejněny na internetových stránkách soutěže. Technické parametry určují např. maximální rozměry vozu, tip motoru, pneumatické prvky, velikost palivové nádrže a bezpečnostní parametry.



Obr. 1-1 Logo soutěže[9]

1.2 Konstrukce pneumobilu

Nejvíce informací z této oblasti pochází především ze soutěže pneumobilů v Maďarsku, kde každoročně probíhá soutěž vozů poháněných stlačeným vzduchem [9].

1.2.1 Základní koncepce

Většina koncepcí je řešených jako jednomístné vozidlo se čtyřmi nebo třemi koly. Vozy čtyřkolé mají největší stabilitu, ale velké odpory. Vozy tříkolé jsou řešeny buď s dvěma koly vpředu, což má dobrou stabilitu v zatáčkách i lepší ovladatelnost oproti variantě se dvěma koly vzadu (obr. 1-2).

Důležitou částí konstrukce je i zakrytování a to z důvodů lepšího designu, aerodynamiky a taky umístění reklam (obr. 1-3).



Obr. 1-2 Vůz s třemi koly [9]



Obr. 1-3 Zakrytování pneumobilu [9]

1.2.2 Rám

1.2.2

Nejdůležitější částí pneumobilu je rám, který je jeho nejvíce namáhanou součástí. Na soutěži bylo možno vidět mnoho různých variant konstrukce rámu. Nejčastěji však byly vyrobeny z běžných konstrukčních ocelí, a to z důvodu nižších pořizovacích nákladů. Na obr. 1-4 je znázorněná varianta rámu svařené z částí dvou jízdních kol. Další z častých variant je na obr. 1-5 rám zhotoven svařením profilů.



Obr. 1-4 Rám svařený z částí jízdních kol [10]



Obr. 1-5 Rám zhotoven svařením profilů [9]

1.2.3 Pohon

1.2.3

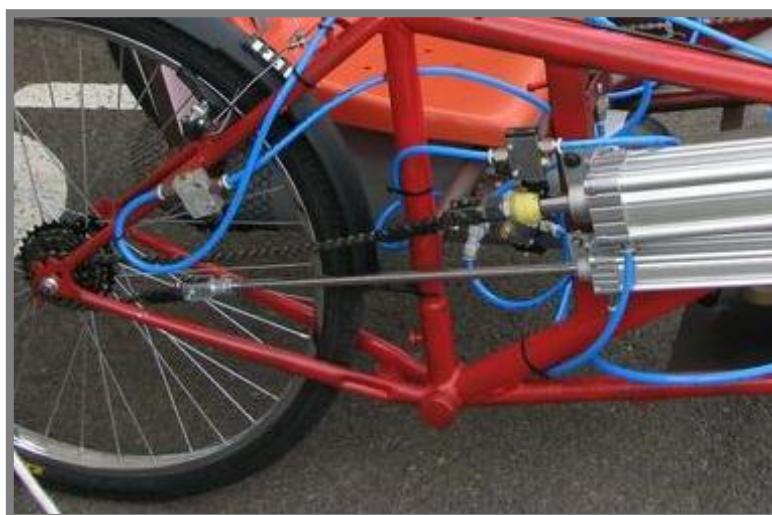
Pro přeměnu energie stlačeného vzduchu na energii mechanickou se používají přímočaré pneumatické motory. Ty konají přímočarý pohyb, který je nutno převádět na rotační pohyb. Jednou z možností jak toho docílit, je pomocí klikového

mechanismu (obr. 1-6). Z klikové hřídele se pak krouticí moment přenáší na kola nejčastěji pomocí řetězového převodu. Mechanismus je snadno ovladatelný a chod je plynulý.



Obr. 1-6 Klikový mechanismus [10]

Jako další možnost převedení rovinného pohybu na rotační, je tažením řetězu (obr. 1-7). Převodu pohybu se docílí tak, že velký píst potáhne řetěz a tím roztočí kolo, poté menší píst vrátí řetěz zase zpět. Tato varianta je proti předchozí variantě ekonomičtější, ale chod vozu je méně plynulý.



Obr. 1-7 Pohon tažením řetězu [10]

1.2.4 Řízení

U koncepce s jedním kolem vpředu, je řízení řešeno podobně jako u jízdních kol. U koncepcí se dvěma předními koly je řízení provedeno jako např. na obr. 1-8. Na tyči volantu je uložen čep. Ten je spojen táhly s poloosami předních kol. U vozů s větší hmotností, kde jsou větší a silnější kola, se používá pro převod krotícího momentu na přímočarý pohyb např. šnekový převod (obr. 1-9). Díky němu není potřebná tak velká síla k řízení. Uložení kol musí být natočeno pod určitým úhlem, z důvodu zachování správné geometrie kol při zatáčení.



Obr. 1-8 Řízení pomocí táhel [9]



Obr. 1-9 Šnekové řízení [10]

1.3 Firma Bosch Rexroth

Firma je velkým světovým výrobcem komponentů a systémů potřebných pro realizaci řízených pohonů od mechanických zařízení přes hydrauliku a pneumatiku až po elektronické řídicí systémy.

Firma Bosch Rexroth je partnerem a dodavatelem komponentů a systémů pro zajištění přesného a dynamického pohybu pro velmi široké spektrum výrobců strojů a zařízení ve všech průmyslových oblastech [7].

1.3.1 Vznik a historie

Firma Bosch Rexroth byla založena Georgem Ludwigem Rexrothem a to už roku 1795 v Německu. Prvním provozem byla kovárna s bucharem. V roce 1850 byla přikoupena a rozšířena slévárna v Lohru nad Mohanem, ta byla v roce 1952 přebudována na sériovou výrobu hydraulických komponentů. Od roku 1976 majetkově náležela firma Rexroth do strojírenského koncernu Mannesmann. Mezinárodní orientace skupiny Bosch byla zahájena již na přelomu století. Tehdy vznikla první zahraniční zastoupení [7].

1.3.2 Současnost

Dne 1. 5. 2001 vzniká nová firma Bosch Rexroth AG, která převzala veškeré činnosti Mannesmann Rexroth a dále firmy Bosch AT GmbH. „Nově“ založená firma však vychází z dlouholeté tradice, sdružuje několik výrobních závodů a vývojových center, rozmístěných ve všech vyspělých částech světa. Tyto výrobní závody produkují hydraulické a pneumatické komponenty, elektrické regulované pohony a soubor komponentů pro lineární vedení. Bosch Rexroth AG působící ve více než 80 zemích celého světa zaměstnává více než 33 000 lidí [7].



Obr. 1-10 Logo firmy Bosch Rexroth [8]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA **2**

Cílem projektu je navrhnout a zkonstruovat dva funkční prototypy pneumobilu. Termín dokončení vozidel byl stanoven na den 13. 9. 2010, kdy začínal Mezinárodní strojírenský veletrh v Brně. Pneumobil zde sloužil jako ukázka práce studentů VUT v Brně a rovněž jako reklamní vozidlo, na němž byly použity pneumatické prvky firmy Bosch Rexroth.

Projekt byl rozdělen na dvě části a to na konstrukční a analytickou. Spolupracoval jsem společně s Bc. Petrem Podhorským, který pracoval na konstrukční části. Jeho úkolem bylo vytvoření 3D modelu vozidla a dále řešení dalších konstrukčních částí jako např. rámu, řízení a brzd. Dále zhotovit cenovou analýzu [6].

Část analytická je řešena v této diplomové práci. Hlavní důraz je kladen na výpočet pohonu a pneumatického obvodu.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Hlavním cílem práce je analytické zhodnocení jednotlivých přístupů při konstrukčním řešení pneumobilu, jeho energetický a pevnostní výpočet pro výslednou variantu. Výsledky budou v závěru porovnány s hodnotami naměřenými na zhotoveném prototypu.

Dílčí cíle práce:

- Výpočet pneumatického obvodu.
- Stanovení výkonnostních parametrů vozidla.
- Návrh a kontrola řetězového převodu.
- Návrh a kontrola hřídelů a ložisek.

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4

4.1 Časový harmonogram

4.1

Z důvodu krátkého časového intervalu pro zvládnutí celého projektu, byl vytvořen následující časový harmonogram:

Leden – **Návrh systému pohonu a základních parametrů vozidla.**

Únor – **Kinematický výpočet vozidla.** Vytváření 3D modelu.

Březen – **Návrh a výpočet pneumatického systému.** Pokračování úprav na 3D modelu.

Duben – **Pevnostní výpočet pohyblivých částí pohonu.** Vyladění systému řízení v 3D modelu.

Květen – Pevnostní analýza rámu a optimalizace.

Červen – Dokončení 3D modelu, zhotovení výkresů sestavení a výrobních výkresů.

Červenec, Srpen – **Výroba pneumobilu.**

Září – **Testování pneumobilu a prezentace na MSV v Brně.**

4.2 Metodika řešení

4.2

Většina výpočtu byla řešena numericky v programu Mathcad 14, kde byl vytvořen model výpočtu dle následujícího harmonogramu:

- Návrh pneumatického obvodu
- Volba přímočarých pneumotoru
- Stanovení krouticího momentu klikové hřídele
- Stanovení krouticího momentu zadního kola a hnací síly vozu
- Návrh řetězového převodu
- Návrh hřídelů a ložisek

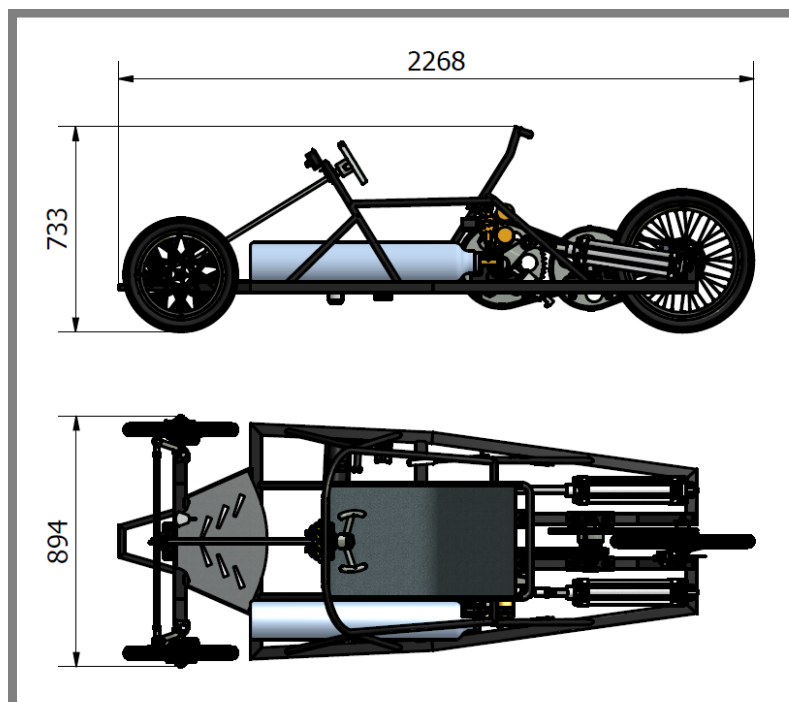
5 ANALÝZA ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

5.1 Návrh konstrukce pneumobilu

Základní koncepce pneumobilu vycházela s parametrů pro soutěž pořádanou v Maďarsku [9]. Byl zvolen vůz se dvěma koly vpředu (16“) a jedním větším vzadu (20“), to proto, aby vozidlo dosáhlo větší rychlosti. Rám je svařen z ocelových profilů z běžné uhlíkové oceli.

Rozměry vozu vycházející s koncepcí:

- | | |
|------------------------------|----------------------------|
| - průměr zadního kola | $D_{zk} = 0,508 \text{ m}$ |
| - průměr předního kola | $D_{pk} = 0,406 \text{ m}$ |
| - hmotnost vozidla s jezdcem | $m_c = 180 \text{ kg}$ |
| - objem tlakové láhve | $V_{lah} = 10l$ |
| - tlak v láhvi | $p_{lah} = 20 \text{ MPa}$ |

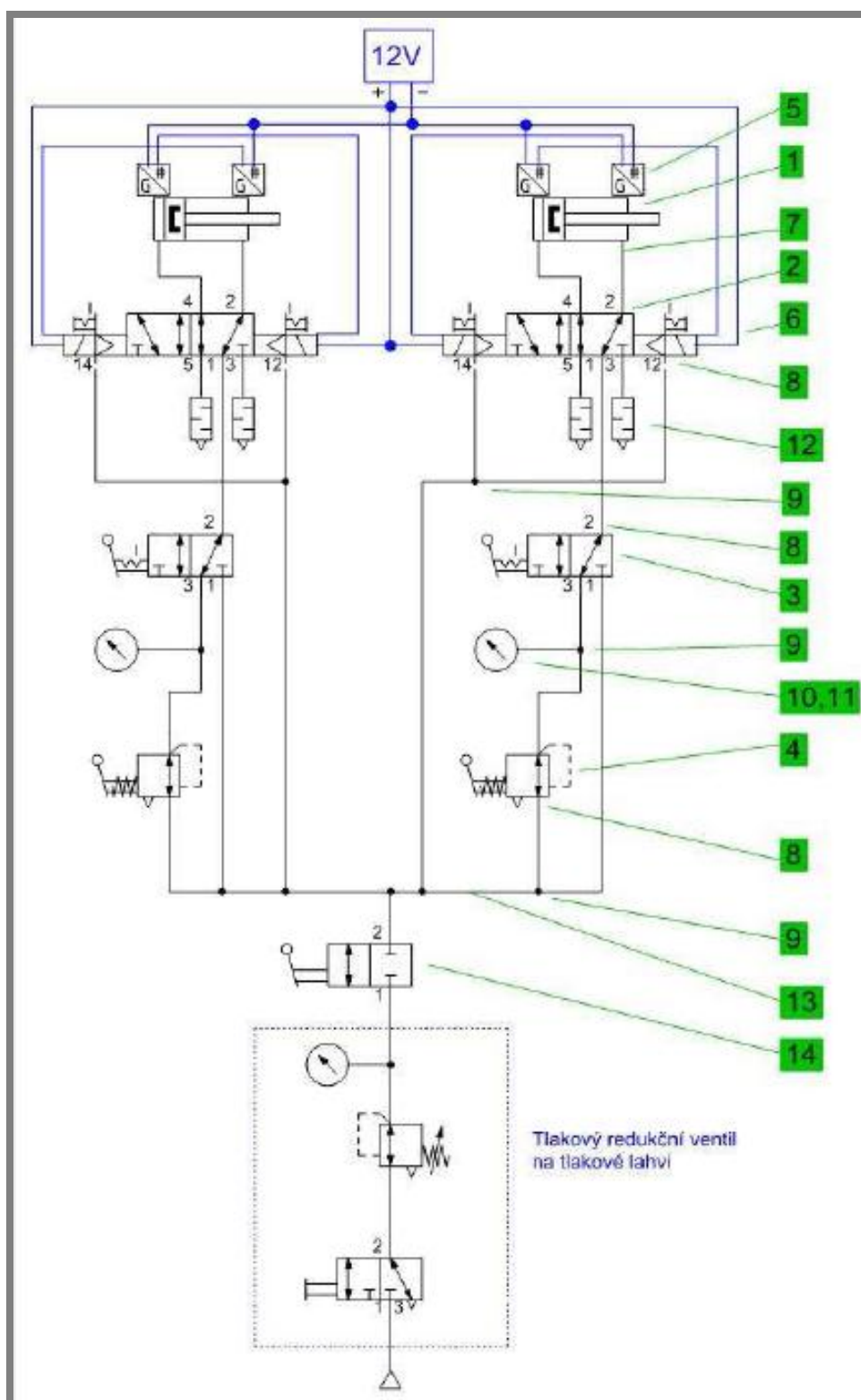


Obr. 5-1 Základní rozměry vozu

5.2 Návrh pneumatického obvodu

Pneumatický obvod byl sestaven dle obr. 5-2. Stlačený vzduch je do obvodu pouštěn z tlakové láhve o objemu 10l a tlaku 20MPa jde vzduch přes regulační ventil. Ten do obvodu vpouští vzduch o tlaku 1MPa. Dále jde vzduch přes kulový kohout (poz.14) do přesného regulačního ventilu (poz.4), kterým se reguluje tlak od 0 do 1MPa. Z důvodu malého průtoku tímto prvkem, je možnost jej obejít přes rozvaděče 3/2 (poz.3) a tím dosáhnout vyšší rychlosti motoru. Dále pak následuje rozvaděč 5/2,

který přepouští vzduch před píst nebo za píst. Rozvaděč je řízen elektricky pomocí snímačů polohy pístu (poz.5), které snímají vždy krajní polohu pístu a následně přepínají rozvaděče.



Obr. 5-2 Schéma pneumatického obvodu

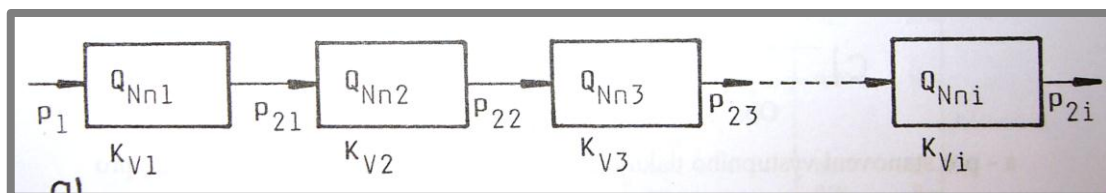
Tab. 5-1 Seznam pneumatických prvků

Poz	Druh součásti	Vybraná součást	Informace	Kusů
1	Přímočarý pneumotor	Série PRA, D80/250	Pr80-250 mm	2
2	Rozvaděč 5/2	Série CD07, el ovládaný	$Q_{Nn} = 1200 \text{ l/min}$, $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$, $\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$	2
3	Rozvaděč 3/2	Série CD07 s pákou	$Q_{Nn} = 1400 \text{ l/min}$, $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$, $\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$	2
4	Přesný regulační ventil	Ovládací prvek: Ruční páka	$Q_{Nn} = 900 \text{ l/min}$, $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$, $\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$	2
5	Snímač polohy	Snímač, Série ST6		4
6	Spojovací kabel	Konektor M8 přímý		4
7	Nástrčné šroubení	Šroubení QR1 přímé 3/8", D10		4
8	Nástrčné šroubení	Šroubení QR1 přímé 1/4", D10		16
9	T-Nástrčné šroubení	T-kus QR1, D10		5
10	Nástrčné šroubení	Šroubení 1/2", D10		2
11	Manometr	Manometr 0-12		2
12	Tlumič odfuku	Tlumič hluku 1/4"		4
13	Plastová hadice	Hadice modrá D10	$Q_{Nn} = 2600 \text{ l/min}$, $L = 1 \text{ m}$, $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$, $\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$	1
14	Kulový kohout	QR1-BSK	$Q_{Nn} = 2500 \text{ l/min}$, $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$, $\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$	1

5.2.1 Stanovení maximálního průtoku vzduchu do motoru

Stanovení ekvivalentního průtoku

Abychom mohli zjistit hodnotu maximálního průtoku vzduchu do pneumatického motoru, je třeba nejprve stanovit průtok celého pneumatického obvodu. Jednotlivé prvky obvodu představují odpory, které jsou v tomto případě zapojeny sériově (obr. 5-3) [1].



Obr. 5-3 Sériové zapojení prvků [2]

Kde Q_{Nni} jsou normální jmenovité průtoky jednotlivých prvků obvodu, při vstupním tlaku $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$ a tlakovém spádu $\Delta p = 0,1 \text{ MPa}$. Hodnoty jsou uvedeny výrobcem.

$$\begin{aligned} Q_{Nnekv} &= \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^s Q_{Nni}^2}} = \sqrt{\frac{1}{Q_{Nn1}^2 + Q_{Nn2}^2 + Q_{Nn3}^2 + Q_{Nn4}^2 + Q_{Nn5}^2}} \\ &= \sqrt{\frac{1}{(2600 \frac{dm^3}{min})^2 + (2500 \frac{dm^3}{min})^2 + (2600 \frac{dm^3}{min})^2 + (1400 \frac{dm^3}{min})^2 + (1200 \frac{dm^3}{min})^2}} \\ &= 776 \frac{dm^3}{min} \end{aligned}$$

kde:

Q_{Nnekv} [$dm^3 \cdot min^{-1}$] ekvivalentní průtok sériově zapojenými prvky

Q_{Nni} [$dm^3 \cdot min^{-1}$] jmenovitý průtok prvky obvodu dle tab 5-1

Převedení na normální průtok

$$\begin{aligned} Q_N &= 4,08 \cdot Q_{Nnekv} \cdot \sqrt{p_{M1} \cdot \Delta p} = 4,08 \cdot 776 \frac{dm^3}{min} \cdot \sqrt{0,7 MPa \cdot 0,3 MPa} \\ &= 1451 \frac{dm^3}{min} \end{aligned}$$

kde:

Q_N [$dm^3 \cdot min^{-1}$] normální průtok

Q_{Nnekv} [$dm^3 \cdot min^{-1}$] ekvivalentní průtok sériově zapojenými prvky

p_{M1} [MPa] - tlak působící na píst

Δp [MPa] - tlak spád

Stanovení maximálního průtoku

$$Q_{max} = Q_N \cdot \frac{p_{at}}{p_{at} + p_{M1}} = 1451 \frac{dm^3}{min} \cdot \frac{0,1 MPa}{0,1 MPa + 0,7 MPa} = 183 \frac{dm^3}{min}$$

kde:

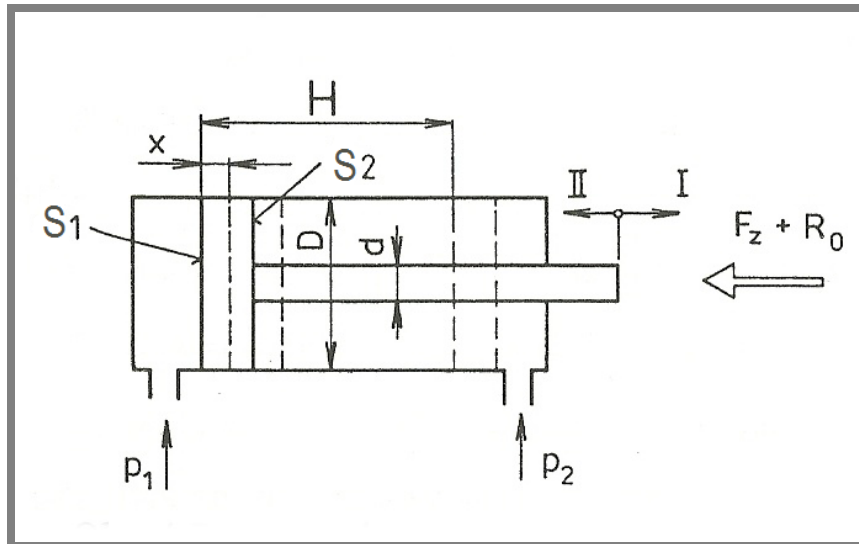
Q_{max} [$dm^3 \cdot min^{-1}$] – maximální průtok vzduchu do motoru

Q_N [$dm^3 \cdot min^{-1}$] normální průtok

p_{at} [MPa] – atmosférický tlak

5.2.2 Volba přímočarých pneumotoru

Na základě již zvoleného způsobu přenosu kroutícího momentu, byly zvoleny dva přímočaré dvojčinné pneumatické motory série PRA. Průměr pístu byl zvolen 80mm. To důvodu menších otáček motoru, kdy se snižují ztráty vzniklé třením pístu a škodlivého prostoru na krajích pístu.



Obr. 5-4 Schéma pneumatického přímočarého motoru

Výpočet ploch pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,08 \text{ m})^2}{4} = 5,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot ((0,08 \text{ m})^2 - (0,025 \text{ m})^2)}{4} = 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

kde:

$S_1 [\text{m}^2]$ – plocha zadní strany pístu

$S_2 [\text{m}^2]$ – plocha přední strany pístu

$D [\text{m}]$ – průměr pístu

$d [\text{m}]$ – průměr pístnice

Stanovení maximální rychlosti pístu

$$v_p = \frac{Q_{\max}}{S_1} = \frac{3,057 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{5,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 0,608 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$v_p [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ - maximální rychlost pístu

$Q_{\max} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ – maximální průtok vzduchu do motoru

$S_1 [\text{m}^2]$ – plocha zadní strany pístu

Síla působící na píst při vysunutí

$$F_{Pa1} = S_1 \cdot p_{M1} = 5,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0,7 \text{ MPa} = 3519 \text{ N}$$

kde:

F_{Pa1} [N] – síla vysouvající píst

S_1 [m²] – plocha zadní strany pístu

p_{M1} [MPa] - tlak působící na píst

Celková síla působící na píst při vysunutí

Do celkové síly působící na píst pneumotoru je nutno zahrnout i pasivní odpory pneumotoru, které vznikají třením těsnění pístu a pístnice. Výrobce udává, že velikost pasivních odporů u zvolených přímočarých motorů odpovídá 10% ze síly působící na píst [11].

$$F_{P1} = F_{Pa1} - F_{R1} = F_{Pa1} - F_{Pa1} \cdot 0,1 = 3519 \text{ N} - 3519 \text{ N} \cdot 0,1 = 3167 \text{ N}$$

kde:

F_{P1} [N] – celková síla vysouvající píst

F_{Pa1} [N] – síla vysouvající píst

F_{R1} [N] – pasivní odpory pneumotoru při vysouvání

Síla působící na píst při zasunutí

$$F_{Pa2} = S_2 \cdot p_{M1} = 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0,7 \text{ MPa} = 3175 \text{ N}$$

kde:

F_{Pa2} [N] – síla zasouvající píst

S_2 [m²] – plocha přední strany pístu

p_{M1} [MPa] - tlak působící na píst

Celková síla působící na píst při zasunutí

$$F_{P2} = F_{Pa2} - F_{R2} = F_{Pa2} - F_{Pa2} \cdot 0,1 = 3175 \text{ N} - 3175 \text{ N} \cdot 0,1 = 2857 \text{ N}$$

kde:

F_{P2} [N] – celková síla zasouvající píst

F_{Pa2} [N] – síla zasouvající píst

F_{R2} [N] – pasivní odpory pneumotoru při zasouvání

5.3 Stanovení krouticího momentu klikové hřídele

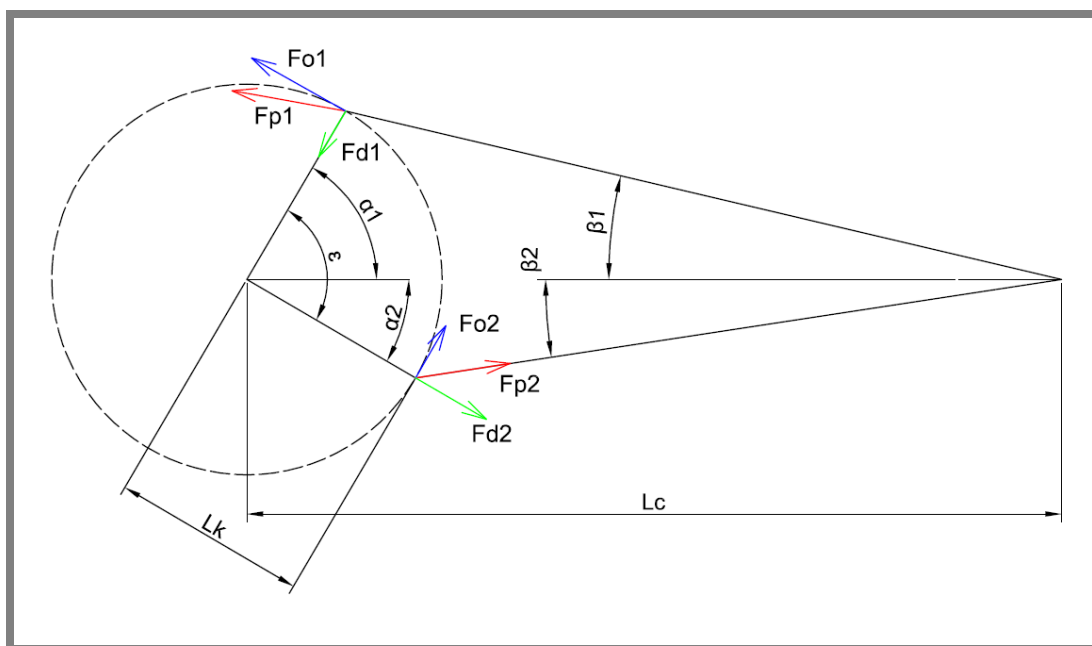
5.3

Při stanovení krouticího momentu na klikové hřídeli se musí počítat s tím, že na ni pneumatický motor působí stále stejně velkou silou F_{P1} při vysouvání a F_{P2} při zasouvání. Ta se na klice rozkládá na sílu obvodovou a radiální. Tyto síly se mění v závislosti s úhlem natočení kliky. Celkový krouticí moment je dán součtem

obvodových sil vzniklých od obou motor. Kliky, na které motory působí, jsou na hřídeli natočeny vůči sobě o 90° . Tento úhel je tak zvolen proto, aby se pneumatické motory nedostali do mrtvého bodu a aby byl krouticí moment na hřídeli co nejplynulejší. Zde je uveden výpočet jen pro natočení jedné z klik o 60° . V tabulce v příloze 1 jsou vypočteny hodnoty v závislosti na natočení kliky po 10° .

Zvolené parametry klikového mechanismu:

Délka kliky	$L_k = 0,12 \text{ m}$
Vzdálenost cepů	$L_c = 0,67 \text{ m}$
Úhel mezi klikami	$\varepsilon = 90^\circ$



Obr. 5-5 Síly působící na klikový hřídel

Příklad výpočtu sil krouticího momentu pro $\alpha_1 = 60^\circ$

$$\alpha_2 = \alpha_1 - \varepsilon = 60^\circ - 90^\circ = 330^\circ$$

kde:

α_2 [°] – úhel natočení kliky 2

α_1 [°] – úhel natočení kliky 1

ε [°] – úhel mezi klikami

Výpočet úhlu natočení pneumatických motorů

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{L_k \cdot \sin \alpha_1}{L_c - L_k \cdot \cos \alpha_1}\right) = \arctan\left(\frac{0,12 \text{ m} \cdot \sin 60^\circ}{0,67 \text{ m} - 0,12 \text{ m} \cdot \cos 60^\circ}\right) = 9,67^\circ$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{L_k \cdot \sin \alpha_2}{L_c - L_k \cdot \cos \alpha_2}\right) = \arctan\left(\frac{0,12 \text{ m} \cdot \sin 330^\circ}{0,67 \text{ m} - 0,12 \text{ m} \cdot \cos 330^\circ}\right) = -6,05^\circ$$

kde:

β_1 [°] – úhel natočení motoru 1

β_2 [°] – úhel natočení motoru 2

L_k [m] – délka kliky

L_c [m] – vzdálenost čepů

Výpočet síly obvodové

$$F_{o1} = F_{p1} \cdot \sin(\alpha_1 + \beta_1) = 3167 \text{ N} \cdot \sin(60^\circ + 9,67^\circ) = 2970 \text{ N}$$

$$F_{o2} = F_{p2} \cdot \sin(\alpha_2 + \beta_2) = 2857 \text{ N} \cdot \sin(330^\circ - 6,05^\circ) = 1681 \text{ N}$$

kde:

F_{o1} [N] – obvodová síla z prvního pístu

F_{o2} [N] – obvodová síla z druhého pístu

F_{p1} [N] – celková síla vysouvající píst

F_{p2} [N] – celková síla zasouvající píst

Celková obvodová síla

$$F_o = F_{o1} + F_{o2} = 2970 \text{ N} + 1681 \text{ N} = 4651 \text{ N}$$

kde:

F_o [N] – celková obvodová síla

F_{o1} [N] – obvodová síla z prvního pístu

F_{o2} [N] – obvodová síla z druhého pístu

Výpočet síly radiální

$$F_{d1} = F_{p1} \cdot \cos(\alpha_1 + \beta_1) = 3176 \text{ N} \cdot \cos(60^\circ + 9,67^\circ) = 1100 \text{ N}$$

$$F_{d1} = F_{p2} \cdot \cos(\alpha_2 + \beta_2) = 2857 \text{ N} \cdot \cos(330^\circ - 6,05^\circ) = -2310 \text{ N}$$

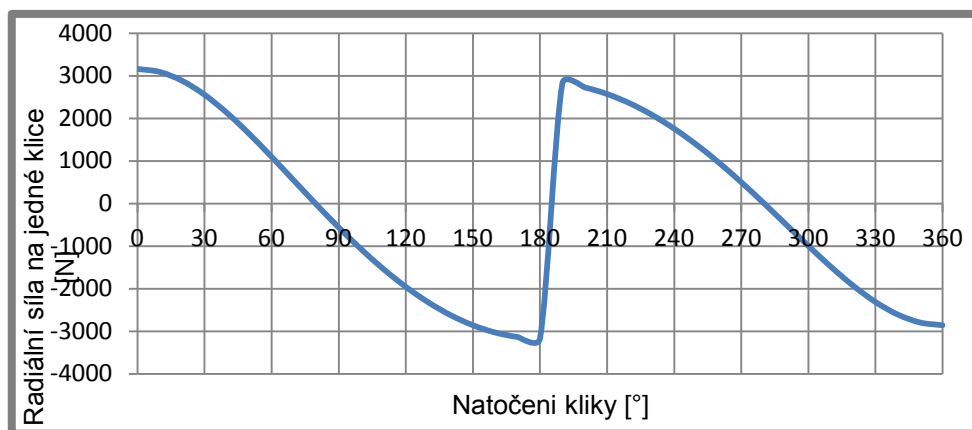
kde:

F_{d1} [N] – radiální síla z prvního pístu

F_{d2} [N] – radiální síla z druhého pístu

F_{p1} [N] – celková síla vysouvající píst

F_{p2} [N] – celková síla zasouvající píst



Obr. 5-6 Závislost radiální síly na natočení kliky

Na obr 5-6 je znázorněna radiální síla působící na jednu kliku v závislosti na natočení kliky. Maximální radiální síla je při natočení kliky 0° nebo 180° a to 3167 N

Stanovení krouticího momentu

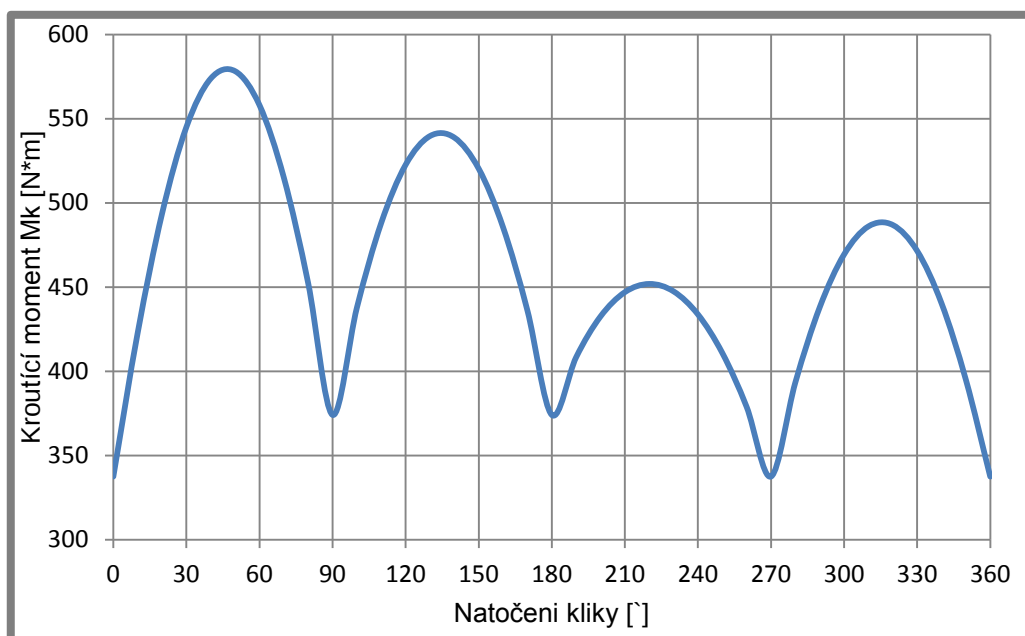
$$M_k = F_o \cdot L_k = 4651 \text{ N} \cdot 0,12 \text{ m} = 558 \text{ Nm}$$

Kde:

M_k [N·m] - krouticí moment klikové hřídele

F_o [N] – celková obvodová síla

L_k [m] – délka kliky



Obr. 5-7 Závislost krouticího momentu na natočení úhlu kliky

Maximální krouticí moment působí při natočení kliky $\alpha_1=47^\circ$ a je $M_{kmax}=578 \text{ N*m}$.

5.4 Stanovení krouticího momentu zadního kola a hnací síly vozu5.4

5.4.1 Stanovení krouticího momentu zadního kola5.4.1

Výpočet převodového poměru mezi řetězovými koly 1 a 2

$$i_{12} = \frac{D_{r1}}{D_{r2}} = \frac{0,303 \text{ m}}{0,107 \text{ m}} = 2,832$$

kde:

 i_{12} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2 D_{r1} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 1 D_{r2} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 2Výpočet převodového poměru mezi řetězovými koly 3 a 4

$$i_{34} = \frac{D_{r3}}{D_{r4}} = \frac{0,283 \text{ m}}{0,093 \text{ m}} = 3,043$$

kde:

 i_{34} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 3 a 4 D_{r3} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 3 D_{r4} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 4Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} = 2,832 \cdot 3,043 = 8,617$$

kde:

 i_c [-] – celkový převodový poměr i_{12} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2 i_{34} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 3 a 4Otáčky klikové hřídele

$$n_1 = \frac{v_p}{2 \cdot \pi \cdot L_k} = \frac{0,608 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{2 \cdot \pi \cdot 0,12 \text{ m}} = 0,807 \text{ s}^{-1}$$

kde:

 n_1 [s^{-1}] – otáčky klikové hřídele v_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] - maximální rychlost pístu L_k [m] - délka kliky

Otáčky zadního kola

$$n_3 = n_1 \cdot i_c = 0,807 \text{ s}^{-1} \cdot 8,62 = 6,95 \text{ s}^{-1}$$

kde:

$n_3 [\text{s}^{-1}]$ – otáčky zadního kola

$n_1 [\text{s}^{-1}]$ – otáčky klikové hřídele

$i_c [-]$ – celkový převodový poměr

Výpočet maximální rychlosti vozu

$$v_{max} = n_3 \cdot \pi \cdot D_{zk} = 6,95 \text{ s}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,508 \text{ m} = 11,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$v_{max} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ – maximální rychlost vozu

$n_3 [\text{s}^{-1}]$ – otáčky zadního kola

$D_{zk} [\text{m}]$ - průměr zadního kola

Maximální krouticí moment působící na zadní kolo

$$M_{kz} = \frac{M_{kmax} \cdot \eta_c}{i_c} = \frac{578 \text{ Nm} \cdot 0,9}{8,62} = 60,3 \text{ Nm}$$

kde:

$M_{kz} [\text{N} \cdot \text{m}]$ - krouticí moment zadního kola

$M_{kmax} [\text{N} \cdot \text{m}]$ - krouticí moment klikové hřídele

$i_c [-]$ - celkový převodový poměr

$\eta_c [-]$ – součinitel účinnosti převodu

Výkon vozu

$$P = \frac{M_{kmax}}{L_k} \cdot v_p = \frac{578 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,12} \cdot 0,608 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 2929 \text{ W}$$

kde:

$P [\text{W}]$ – výkon pneumatického motoru

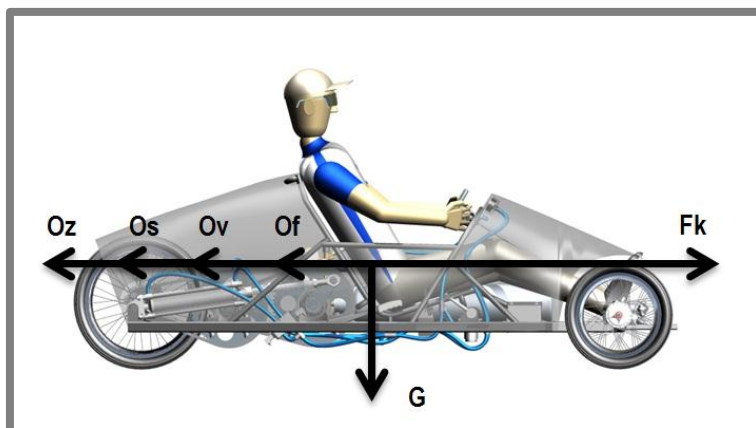
$M_{kmax} [\text{N} \cdot \text{m}]$ - krouticí moment klikové hřídele

$v_p [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ - maximální rychlost pístu

$L_k [\text{m}]$ - délka kliky

5.4.2 Výpočet jízdních odporů vozu

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Vždy působí proti pohybu vozidla valivý odpor a vzdušný odpor, ale ten v tomto případě zanedbáme, protože se jedná o vozidlo relativně pomalé s malou čelní plochou. Dále jsou to odpory při zrychlení a při jízdě do svahu, ty však na vozidlo nepůsobí vždy.



Obr. 5-8 Jízdní odpory vozu

Hnací síla

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{kz}}{D_{zk}} = \frac{2 \cdot 60,3 \text{ Nm}}{0,508 \text{ m}} = 237,6 \text{ N}$$

kde:

 F_k [N] – hnací síla vozu M_{kz} [N·m] - krouticí moment zadního kola D_{zk} [m] - průměr zadního kolaValivý odpor:

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky a to tak, že při valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky v přední části do roviny vozovky a v zadní části se obvod opět vyrovnává.

Tab. 5-2 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovky

Povrch vozovky	f [1]	Povrch vozovky	f [1]
beton	0,015 – 0,025	travnatý terén	0,080 – 0,150
asfalt	0,010 – 0,020	hluboký písek	0,150 – 0,300
dlažba	0,020 – 0,030	rozbahněná půda	0,200 – 0,400
makadam	0,030 – 0,040	čerstvý sníh	0,200 – 0,300
suchá vozová cesta	0,040 – 0,150	náledí	0,010 – 0,025
mokrá vozová cesta	0,080 – 0,200		

$$O_f = f_k \cdot G = f_k \cdot m_c \cdot g = 0,015 \cdot 180 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 26,5 \text{ N}$$

kde:

 O_f [N] – valivý odpor pneumatik f_k [N] - součinitel valivého odporu kola na asfaltu tab. 5-2 G [N] – tíhová síla vozu m_c [N] - celková hmotnost vozu g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - gravitační zrychlení

Odpor při zrychlení

$$O_z = F_k - O_f - O_s - O_v = 237,6 \text{ N} - 26,5 \text{ N} - 0 \text{ N} - 0 \text{ N} = 211,1 \text{ N}$$

kde:

O_z [N] – odpor vozu při zrychlení

O_f [N] – valivý odpor pneumatik

F_k [N] – hnací síla vozu

Výpočet zrychlení vozu

$$a = \frac{O_z}{m_c} = \frac{211,1 \text{ N}}{180 \text{ kg}} = 1,17 \text{ ms}^{-2}$$

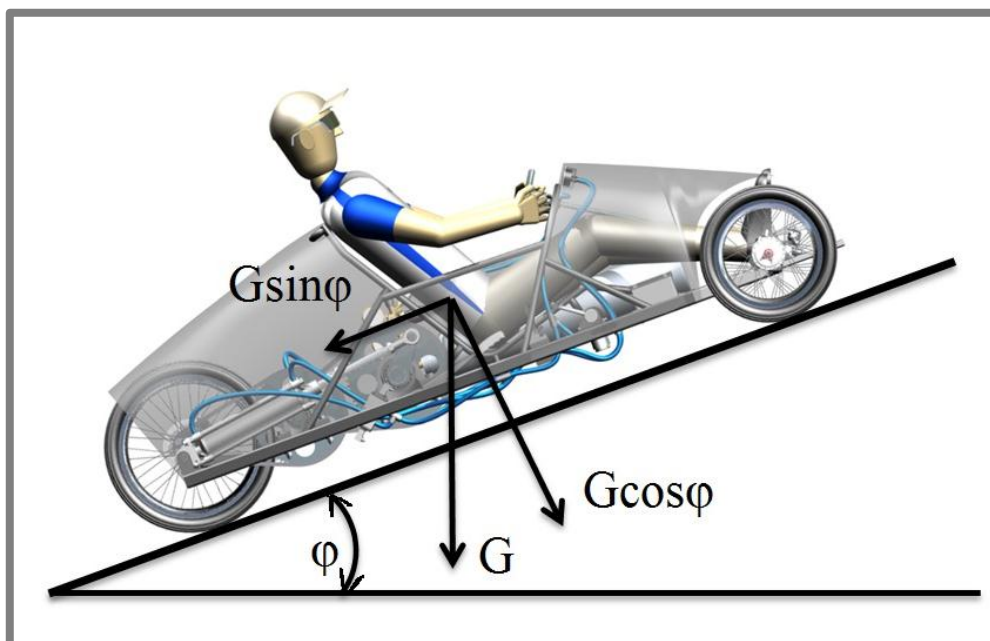
kde:

a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – zrychlení vozu

O_z [N] – odpor vozu při zrychlení

m_c [kg] – celková hmotnost vozu

Výpočet maximálního úhlu stoupání vozovky



Obr. 5-9 Odpor při stoupání

$$\begin{aligned} O_s &= O_z = 211,1 \text{ N} \\ O_s &= G \cdot \sin \varphi = m_c \cdot g \cdot \sin \varphi \Rightarrow \\ \varphi &= \sin^{-1}\left(\frac{O_s}{m_c \cdot g}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{211,1 \text{ N}}{180 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}\right) = 6,9^\circ \end{aligned}$$

kde:

O_s [N] – odpor při stoupání

G [N] – tíhová síla vozu

m_c [N] - celková hmotnost vozu

g [$m \cdot s^{-2}$] - gravitační zrychlení

φ [°] – úhel stoupání

5.4.3 Výpočet délky maximálního dojezdu

5.4.3

Délka maximálního dojezdu je počítána tak, že se vždy rozjel na 30 km/h a po té se pokračovalo na volnoběh, než klesla rychlost pod 5 km/h po té vůz opět zrychlí.

Výpočet dráhy potřebné k rozjezdu

$$s_r = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \left(\frac{v_{30} - v_5}{a} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,17 \, ms^{-2} \cdot \left(\frac{8,33 \, ms^{-1} - 1,39 \, ms^{-1}}{1,17 \, ms^{-2}} \right)^2 = 20,55 \, m$$

kde:

s_r [m] - dráhy potřebné k rozjezdu z 5 km/h na 30 km/h

v_{30} [m] – rychlost vozidla 30 km/h

v_5 [m] – rychlost vozidla 5 km/h

Výpočet zpomalení vozu

$$a_z = \frac{O_f}{m_c} = \frac{26,5 \, N}{180 \, kg} = 0,147 \, ms^{-2}$$

kde:

a_z [$m \cdot s^{-2}$] – zpomalení vozu

O_f [N] – valivý odpor pneumatik

m_c [kg] - celková hmotnost vozu

Výpočet dráhy při dojezdu z 30 km/h na 5 km/h

$$s_z = \frac{1}{2} \cdot a_z \cdot \left(\frac{v_{30} - v_5}{a_z} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,147 \, ms^{-2} \cdot \left(\frac{8,33 \, ms^{-1} - 1,39 \, ms^{-1}}{0,147 \, ms^{-2}} \right)^2 = 163,8 \, m$$

kde:

s_z [m] - dráhy při rozjezdu z 30 km/h na 5 km/h

Stanovení počtu otáček kola pro zrychlení z 5 km/h na 30 km/h

$$n_{kol} = \frac{s_r}{\pi \cdot D_{zk}} = \frac{20,55 \, m}{\pi \cdot 0,508 \, m} = 12,88$$

kde:

n_{kol} [-] - počtu otáček kola pro zrychlení z 5 km/h na 30 km/h

D_{zk} [m] - průměr zadního kola

Stanovení počtu otáček klikové hřídele pro zrychlení z 5 km/h na 30 km/h

$$n_{kl} = \frac{n_{kol}}{i_c} = \frac{12,88}{8,62} = 1,5$$

kde:

n_{kl} [-] - počtu otáček klikové hřídele při zrychlení z 5 km/h na 30 km/h

i_c [-] - celkový převodový poměr

Výpočet objemu vzduchu v tlakové láhvi:

$$V_{10} = \frac{V_{lah} \cdot p_{lah}}{p_{M1} + \Delta p} = \frac{0,01 \text{ m}^3 \cdot 20 \text{ MPa}}{0,7 \text{ MPa} + 0,3 \text{ MPa}} = 0,2 \text{ m}^3$$

kde:

V_{10} [m³] - objem vzduchu v láhvi při tlaku 1MPa

p_{M1} [MPa] - tlak působící na píst

Δp [MPa] - tlak spád

V_{lah} [m³] - objem tlakové láhve

p_{lah} [MPa] - tlak v láhvi

Výpočet objemu vzduchu obou motorů při rozjezdu:

$$\begin{aligned} V_{2M} &= 2 \cdot (S_1 + S_2) \cdot 2 \cdot L_k \cdot n_{kl} \\ &= 2 \cdot (5,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 + 4,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2) \cdot 2 \cdot 0,12 \text{ m} \cdot 1,5 \\ &= 6,86 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

kde:

V_{2M} [m³] - objem vzduchu potřebný pro rozjezd

S_1 [m²] – plocha zadní strany pístu

S_2 [m²] – plocha přední strany pístu

L_k [m] – délka kliky

Celkový počet rozjezdů vozu

$$N_r = \frac{V_{10}}{V_{2M}} = \frac{0,2 \text{ m}^3}{6,86 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} = 29,12$$

kde:

N_r [-] - celkový počet rozjezdů vozu

Maximální ujetá vzdálenost

$$s_{max} = (s_r + s_z) \cdot N_r = (22,55 \text{ m} + 163,8 \text{ m}) \cdot 29,12 = 5,38 \cdot 10^3 \text{ m}$$

kde:

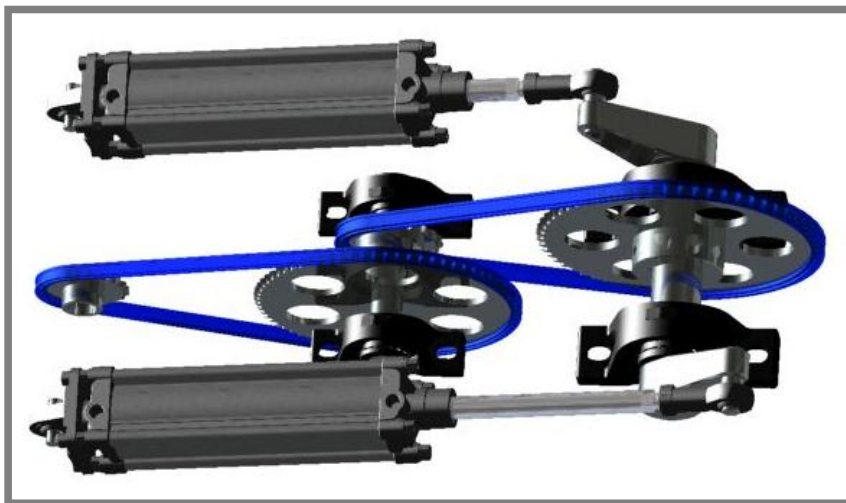
s_{max} [m] – maximální ujetá vzdálenost vozu

s_z [m] - dráhy při rozjezdu z 30 km/h na 5 km/h

s_r [m] - dráhy potřebné k rozjezdu z 5 km/h na 30 km/h

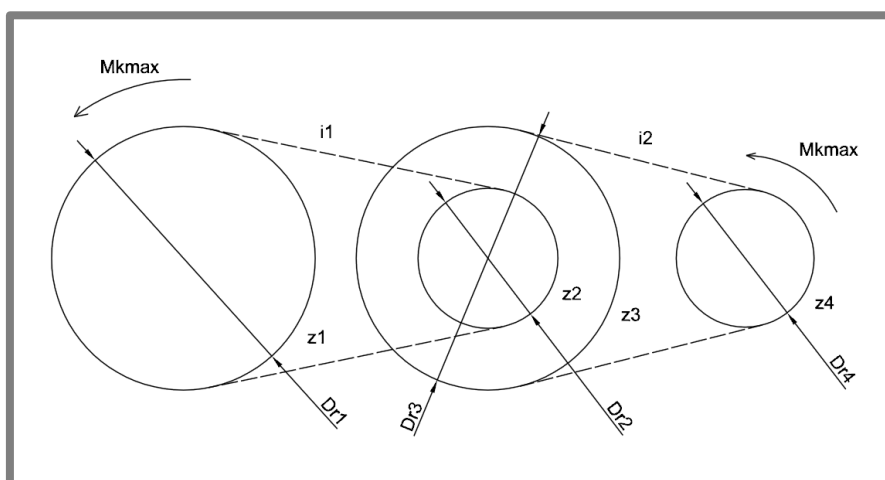
5.5 Návrh řetězového převodu

5.5.1 Výpočet rozměrů řetězu



Obr. 5-10 Pohon pneumobilu

Přenos krouticího momentu z klikové hřídele na zadní kolo pneumobilu, bude zajištěn tvarovým stykem řetězového převodu obr. 5-10. Z důvodu zvýšení otáček zadního kola je použitý převod dvoustupňový. Vlivem tvarového styku je zajištěn stálý převodový poměr. Díky tomu, že řetězový převod nevyžaduje předpětí, jako třeba řemenový převod, dochází k menšímu namáhání hřídelů. Nevýhodou řetězového převodu je hlučnost a omezení obvodové rychlosti, ale to nám pro naše vozidlo nevadí. Použitými řetězy pro pohon kola budou jednořadé válečkové řetězy dle ČSN 02 3311. Při návrhu řetězu je nutno dbát několika zásad. Při menších počtech zubů u malého řetězového kola než 17 se podstatně zvyšuje ohyb řetězu a nepříznivě se projevuje vliv řetězového kola na životnost a hlučnost řetězu. Převodový poměr nemá být větší nežli 8 až 9 u řetězů s malou roztečí a ne větší nežli 6 až 7 u řetězů s větší roztečí [12].



Obr. 5-11 Schéma řetězového převodu

Zvolené řetězy a řetězová kola: řetěz 10B-1 - ozubené kolo $z_1=60$
ozubené kolo $z_2=21$
řetěz 08B-1 - ozubené kolo $z_3=70$
ozubené kolo $z_4=23$

Stanovení předběžné osové vzdálenosti kol

$$A_{rp1} = 20 \cdot t_1 = 20 \cdot 15,875 \text{ mm} = 317,5 \text{ mm} \text{ volím } A_{r1}=350 \text{ mm}$$

$$A_{rp2} = 20 \cdot t_2 = 20 \cdot 12,7 \text{ mm} = 254 \text{ mm} \text{ volím } A_{r2}=350 \text{ mm}$$

kde:

A_{rp1} [mm] – předběžná osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola

A_{rp2} [mm] – předběžná osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola

t_1 [mm] – rozteč článků prvního řetězu

t_2 [mm] – rozteč článků druhého řetězu

Součinitel délky řetězu

$$C_1 = \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2 = \left(\frac{60 - 21}{2\pi} \right)^2 = 38,53$$

$$C_2 = \left(\frac{z_3 - z_4}{2\pi} \right)^2 = \left(\frac{70 - 23}{2\pi} \right)^2 = 55,96$$

kde:

C_1 [-] – součinitel délky řetězu 1

C_2 [-] – součinitel délky řetězu 2

z_1 [-] – počet zubů 1. řetězového kola

z_2 [-] – počet zubů 2. řetězového kola

z_3 [-] – počet zubů 3. řetězového kola

z_4 [-] – počet zubů 4. řetězového kola

Výpočet celkového počtu článků řetězu

Při dané rozteči řetězu a počtu zubů řetězových kol musí být osová vzdálenost řetězových kol bezpodmínečně taková, aby celková délka řetězu vycházela na celý počet řetězových článků. Abychom zabránili použití lomeného spojovacího článku je nutné, aby řetěz měl sudý počet článků. Proto je účelné nejdřív stanovit počet článků řetězu a po jeho zaokrouhlení na sudé číslo vypočíst odpovídající osovou vzdálenost řetězových kol [12].

$$X_1 = 2 \cdot \frac{A_{rp1}}{t_1} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{C_1 \cdot t_1}{A_{rp1}} = 2 \cdot \frac{350 \text{ mm}}{15,875 \text{ mm}} \cdot \frac{60 + 21}{2} \cdot \frac{38,53 \cdot 15,875 \text{ mm}}{350 \text{ mm}} \\ = 86,34 \Rightarrow \text{volím } 86$$

$$X_2 = 2 \cdot \frac{A_{rp2}}{t_2} \cdot \frac{z_3 + z_4}{2} \cdot \frac{C_2 \cdot t_2}{A_{rp2}} = 2 \cdot \frac{350 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}} \cdot \frac{70 + 23}{2} \cdot \frac{55,96 \cdot 12,7 \text{ mm}}{350 \text{ mm}} \\ = 103,64 \Rightarrow \text{volím } 104$$

kde:

X_1 [-] – počet článků řetězu 1

X_2 [-] – počet článků řetězu 2

A_{rp1} [mm] – předběžná osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola

A_{rp2} [mm] – předběžná osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola

t_1 [mm] – rozteč článků prvního řetězu

t_2 [mm] – rozteč článků druhého řetězu

Stanovení skutečné osově vzdálenosti kol

$$A_{p1} = \frac{t_1}{8} \cdot 2 \cdot X_1 - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_1 - z_1 - z_2)^2 - F_{re1} \cdot (z_1 - z_2)^2} \\ = \frac{15,875 \text{ mm}}{8} \cdot 2 \cdot 86 - 60 - 21 \\ + \sqrt{(2 \cdot 86 - 60 - 21)^2 - 0,8156 \cdot (60 - 21)^2} = 347 \text{ mm}$$

$$A_{p2} = \frac{t_2}{8} \cdot 2 \cdot X_2 - z_3 - z_4 + \sqrt{(2 \cdot X_2 - z_3 - z_4)^2 - F_{re2} \cdot (z_3 - z_4)^2} \\ = \frac{12,7 \text{ mm}}{8} \cdot 2 \cdot 104 - 70 - 23 \\ + \sqrt{(2 \cdot 104 - 70 - 23)^2 - 0,8156 \cdot (70 - 23)^2} = 352 \text{ mm}$$

Kde:

A_{p1} [mm] – osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola

A_{p2} [mm] – osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola

Výpočet délky řetězu

$$L_{ret1} = X_1 \cdot t_1 = 86 \cdot 15,875 \text{ mm} = 1365 \text{ mm}$$

$$L_{ret2} = X_2 \cdot t_2 = 104 \cdot 12,7 \text{ mm} = 1321 \text{ mm}$$

kde:

L_{ret1} [mm] – délka prvního řetězu

L_{ret2} [mm] – délka druhého řetězu

X_1 [-] – počet článků řetězu 1

X_2 [-] – počet článků řetězu 2

t_1 [mm] – rozteč článků prvního řetězu

t_2 [mm] – rozteč článků druhého řetězu

5.5.2 Pevnostní kontrola řetězu

Stanovení tažné síly působící na 1. a 2. převodu

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_{r1}} = \frac{2 \cdot 578 \text{ Nm}}{0,303 \text{ m}} = 3815 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{i_{12} \cdot D_{r3}} = \frac{2 \cdot 578 \text{ Nm}}{2,832 \cdot 0,283 \text{ m}} = 1254 \text{ N}$$

kde:

F_{t1} [N] – tažná síla působící na první řetěz

F_{t2} [N] – tažná síla působící na druhý řetěz

M_{kmax} [N·m] - krouticí moment klikové hřídele

D_{r1} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 1

D_{r3} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 3

i_{12} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2

Výpočet obvodové rychlosti řetězů

$$v_{re1} = D_{r1} \cdot \pi \cdot n_1 = 0,303 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,807 \text{ s}^{-1} = 0,768 \text{ ms}^{-1}$$

$$v_{re2} = D_{r4} \cdot \pi \cdot n_3 = 0,093 \text{ m} \cdot \pi \cdot 6,95 \text{ s}^{-1} = 2,03 \text{ ms}^{-1}$$

kde:

v_{re1} [m·s⁻¹] – rychlost řetězu 1

v_{re2} [m·s⁻¹] – rychlost řetězu 2

n_1 [s⁻¹] – otáčky klikové hřídele

n_3 [s⁻¹] – otáčky zadního kola

D_{r1} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 1

D_{r4} [m] - průměr roztečné kružnice řetězového kola 4

Výpočet odstředivých sil

$$F_{dr1} = m_{re1} \cdot \rho_{l1}^2 = 0,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot (0,768 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 = 0,5 \text{ N}$$

$$F_{dr2} = m_{re2} \cdot \rho_{l2}^2 = 0,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot (2,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 = 2,9 \text{ N}$$

kde:

F_{dr1} [N] – odstředivá síla působící na první řetěz

F_{dr2} [N] – odstředivá síla působící na druhý řetěz

v_{re1} [m·s⁻¹] – rychlost řetězu 1

v_{re2} [m·s⁻¹] – rychlost řetězu 2

ρ_{l1} [kg·m⁻¹] - Délková hmotnost řetězu 10B-1 dle přílohy 2

ρ_{l2} [kg·m⁻¹] - Délková hmotnost řetězu 08B-1 dle přílohy 2

Celková síla působící na řetěz

$$F_{RC1} = F_{t1} + F_{dr1} = 3815 \text{ N} + 0,5 \text{ N} = 3815,5 \text{ N}$$

$$F_{RC2} = F_{t2} + F_{dr2} = 1254 \text{ N} + 2,9 \text{ N} = 1256,9 \text{ N}$$

kde:

F_{RC1} [N] – celková síla působící na první řetěz

F_{RC2} [N] – celková síla působící na druhý řetěz

F_{t1} [N] – tažná síla působící na první řetěz

F_{t2} [N] – tažná síla působící na druhý řetěz

F_{dr1} [N] – odstředivá síla působící na první řetěz

F_{dr2} [N] – odstředivá síla působící na druhý řetěz

Výpočet statického bezpečnostního koeficientu:

$$\gamma_{stat1} = \frac{F_{B1}}{F_{RC1}} \geq 7 \quad \gamma_{stat1} = \frac{22400 \text{ N}}{3315,5 \text{ N}} = 5,87 \leq 7 \Rightarrow \text{NEVYHOVUJE}$$

$$\gamma_{stat2} = \frac{F_{B2}}{F_{RC2}} \geq 7 \quad \gamma_{stat2} = \frac{18000 \text{ N}}{1256,9 \text{ N}} = 14,1 \geq 7$$

kde:

γ_{stat1} [-] – statický bezpečnostní koeficient řetězu 1

γ_{stat2} [-] – statický bezpečnostní koeficient řetězu 2

F_{RC1} [N] – celková síla působící na první řetěz

F_{RC2} [N] – celková síla působící na druhý řetěz

F_{B1} [N] – síla při přetržení řetězu 10B-1 dle přílohy 2

F_{B2} [N] – síla při přetržení řetězu 08B-1 dle přílohy 2

Výpočet dynamického bezpečnostního koeficientu

$$\gamma_{dyn1} = \frac{F_{B1}}{Y_1 \cdot F_{RC1}} \geq 5 \quad \gamma_{dyn1} = \frac{22400 \text{ N}}{2 \cdot 3815,5 \text{ N}} = 2,94 \leq 5 \Rightarrow \text{NEVYHOVUJE}$$

$$\gamma_{dyn2} = \frac{F_{B2}}{Y_2 \cdot F_{RC2}} \geq 5 \quad \gamma_{dyn2} = \frac{18000 \text{ N}}{2 \cdot 1256,9 \text{ N}} = 7,1 \geq 5$$

kde:

γ_{dyn1} [-] – dynamický bezpečnostní koeficient řetězu 1

γ_{dyn2} [-] – dynamický bezpečnostní koeficient řetězu 2

Y_1 [-] – součinitel rázu 1 dle ČSN023311 [12]

Y_2 [-] – součinitel rázu 2 dle ČSN023311 [12]

Výpočet dovoleného tlaku v kloubech řetězu

$$p_{dov1} = p_{i1} \cdot l_1 \cdot l_2 = 28 \text{ MPa} \cdot 0,64 \cdot 0,6 = 10,1 \text{ MPa}$$

$$p_{dov2} = p_{i2} \cdot l_1 \cdot l_2 = 25 \text{ MPa} \cdot 0,64 \cdot 0,6 = 9,75 \text{ MPa}$$

kde:

p_{dov1} [MPa] – dovolený tlak v kloubech řetězu 1

p_{dov2} [MPa] – dovolený tlak v kloubech řetězu 2

p_{i1} [MPa] – měrný tlak v kloubech řetězu 1 volený dle [12]

p_{i2} [MPa] – měrný tlak v kloubech řetězu 2 volený dle [12]

l_1 [-] – součinitel tření volený dle [12]

l_2 [-] – součinitel mazání volený dle [12]

Stanovení výpočtového tlaku

$$p_{v1} = \frac{F_{RC1}}{A_1} = \frac{3815,5 \text{ N}}{67 \text{ mm}^2} = 56,9 \text{ MPa}$$

$$p_{v2} = \frac{F_{RC2}}{A_2} = \frac{1256,9 \text{ N}}{50 \text{ mm}^2} = 25,1 \text{ MPa}$$

kde:

p_{v1} [MPa] – vypočtený tlak v kloubech řetězu 1

p_{v2} [MPa] – vypočtený tlak v kloubech řetězu 2

F_{RC1} [N] – celková síla působící na první řetěz

F_{RC2} [N] – celková síla působící na druhý řetěz

A_1 [N] – plocha kloubu řetězu 1 volený dle [4]

A_2 [N] – plocha kloubu řetězu 2 volený dle [4]

Porovnání tlaků

$$p_{v1} \leq p_{dov1} \\ 56,9 \text{ MPa} \geq 10,1 \text{ MPa} \Rightarrow \text{řetěz 10B – 1 NEVYHOVUJE}$$

$$p_{v2} \leq p_{dov2} \\ 25,1 \text{ MPa} \geq 9,75 \text{ MPa} \Rightarrow \text{řetěz 08B – 1 NEVYHOVUJE}$$

Výpočtem bylo zjištěno, že statický a dynamický bezpečnostní koeficient pro první řetěz vychází menší, než udává norma. Tlaky působící na oba dva řetězy jsou vyšší než dovolené tlaky. Protože se však jedná o prototyp pneumobilu, který nebude tak často používán, najede jen několik desítek hodin, proto nemusíme volit větší nebo víceřadé řetězy a zachováme ty stávající.

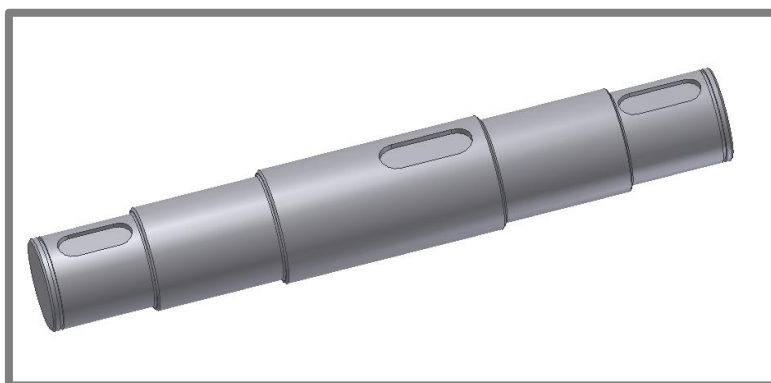
5.6 Návrh hřídelů a ložisek

5.6

5.6.1 Návrh klikové hřídele

5.6.1

Kliková hřídel (obr. 5-12) bude vyrobena z materiálu 11 500, jedná se o běžnou uhlíkovou ocel. Na hřídel působí krouticí moment, který je na hřídel přenášen ze dvou klik, které jsou připevněny na koncích hřídele. Spojení bude zajištěno tvarovým stykem per a proti vysunutí pojistným kroužkem. Průměr konců hřídele bude stanoven s namáháním v krutu působící z kliky. Na největším průměru hřídele bude umístěno řetězové kolo, které bude zajištěno perem proti pootočení a šroubem proti posunu. Hřídel bude uložena ve dvou valivých ložiskách.

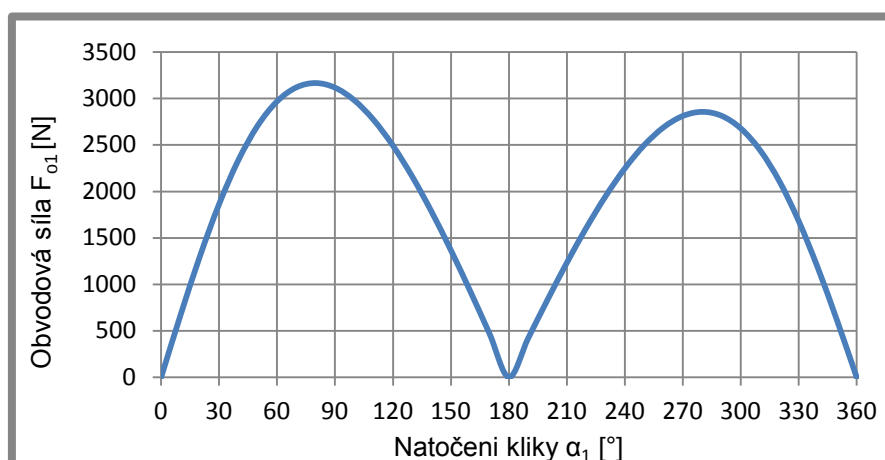


Obr. 5-12 Kliková hřídel [12]

Materiál hřídele: uhlíková ocel 11 500
 mez pevnosti $R_m = 500 \text{ MPa}$
 Mez kluzu $R_e = 250 \text{ MPa}$

Výpočet momentu na jedné klice

Maximální obvodová síla $F_{o1\max}$ je při úhlu natočení kliky $\alpha_1 = 80^\circ$ a je rovna celkové síle vysouvající píst F_{p1} (obr. 5-13).



Obr. 5-13 Závislost obvodové síly na úhlu natočení kliky

$$M_{k1} = F_{01max} \cdot L_k = 3167 \text{ N} \cdot 0,12 \text{ m} = 380 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{k1} [N·m] – maximální moment působící na kliku

F_{01max} [N] – maximální síla působící z motoru na kliku

L_k [m] – délka kliky

Stanovení minimálního průměru hřídele

$$D_{11m} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 380 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 55 \text{ MPa}}} = 34 \text{ mm}$$

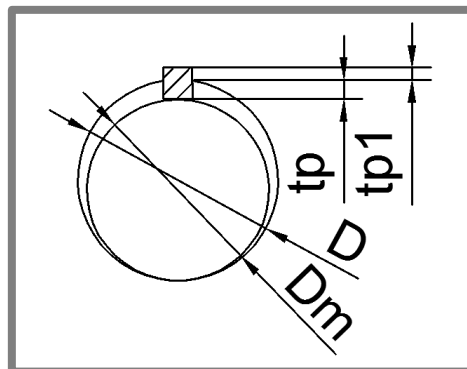
kde:

D_{11m} [mm] minimální průměr klikové hřídele

M_{k1} [N·m] – maximální moment působící na kliku

τ_D [MPa] – dovolené napětí v krutu dle [4]

Návrh normalizovaného konce hřídele



Obr. 5-14 Stanovení průměru hřídele pod perem

Předběžně volím dle ČSN 02 2562 pero 12e7x8.

$$D_{11} = D_{11m} + t_p = 34 \text{ mm} + 4,9 \text{ mm} = 38,9 \text{ mm}$$

kde:

D_{11} [mm] malý průměr klikové hřídele

D_{11m} [mm] minimální průměr klikové hřídele

t_p [mm] – výška pera v hřídeli dle [4]

Volím normalizovaný konec hřídele $D_{11} = 40 \text{ mm}$

Síla působící na pero v hřídeli a v klice

$$F_{11p} = \frac{M_{k1}}{\frac{D_{11}}{2} - t_p} = \frac{380 \text{ Nm}}{\frac{40 \text{ mm}}{2} - 4,9 \text{ mm}} = 25,17 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{11n} = \frac{M_{k1}}{\frac{D_{11}}{2} + t_{p1}} = \frac{380 \text{ Nm}}{\frac{40 \text{ mm}}{2} + 3,1 \text{ mm}} = 16,45 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

F_{11p} [N] – síla působící na pero v hřídeli

F_{11n} [N] – síla působící na pero v klice

M_{k1} [N·m] – maximální moment působící na kliku

D_{11} [mm] malý průměr klikové hřídele

t_p [mm] – výška pera v hřídeli dle [4]

t_n [mm] – výška pera v nádoji dle [4]

Stanovení délky pera

$$l_{11p} = \frac{F_{11p}}{p_D \cdot t_p} = \frac{25,17 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 4,9 \text{ mm}} = 51 \text{ mm}$$

$$l_{11n} = \left(\frac{F_{11n}}{p_D \cdot t_{p1}} \right) + b = \frac{16,45 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 3,1 \text{ mm}} + 12 = 65 \text{ mm}$$

kde:

l_{11p} [mm] – délka pera v hřídeli

l_{11n} [mm] – délka pera v nádoji

b [mm] – šířka pera dle [9]

p_D [MPa] – dovolené napětí v tlaku dle [4]

Dle výpočtu musí být minimální délka pera 65 mm, volím dvě pera **12e7x8x36 dle ČSN 02 2562**. Pera budou vůči sobě na hřídeli pootočena o úhel 120°

Výpočet průměru hřídele pod ozubeným kolem

Na tento průměr hřídele působí kroutící moment daný součtem momentů obou klik (viz. KAP 5.3). Předběžně volím průměr $D_{13} = 50 \text{ mm}$ a pero 16e7x10

Síla působící na pero v hřídeli a v ozubeném kole

$$F_{13p} = \frac{M_{kmax}}{\frac{D_{13}}{2} - t_p} = \frac{578 \text{ Nm}}{\frac{50 \text{ mm}}{2} - 6,2 \text{ mm}} = 30,74 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{13n} = \frac{M_{kmax}}{\frac{D_{13}}{2} + t_{p1}} = \frac{380 \text{ Nm}}{\frac{40 \text{ mm}}{2} + 3,8 \text{ mm}} = 20,07 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

F_{13p} [N] – síla působící na pero v hřídeli

F_{13n} [N] – síla působící na pero v ozubeném kole

M_{kmax} [N·m] – maximální moment působící hřídel

D_{13} [mm] průměr klikové hřídele pod ozubeným kolem

t_p [mm] – výška pera v hřídeli dle [4]

t_n [mm] – výška pera v nádoji dle [4]

Stanovení délky pera

$$l_{13p} = \frac{F_{13p}}{p_D \cdot t_p} = \frac{30,74 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 6,2 \text{ mm}} = 50 \text{ mm}$$

$$l_{13n} = \left(\frac{F_{13n}}{p_D \cdot t_{p1}} \right) + b = \frac{20,07 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 3,8 \text{ mm}} + 16 = 65 \text{ mm}$$

kde:

l_{13p} [mm] – délka pera v hřídeli

l_{13n} [mm] – délka pera v nádoji

b [mm] – šířka pera dle [4]

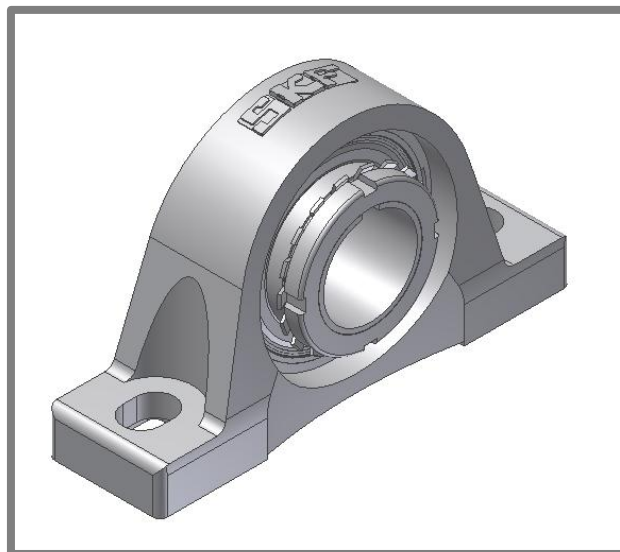
p_D [MPa] – dovolené napětí v tlaku dle [4]

Dle výpočtu musí být minimální délka pera 65mm, proto volím pero **16e7x10x65 dle ČSN 02 2562**.

Stavování trvanlivosti ložisek

Průměr hřídele pod ložisky bude $D_{12} = 45 \text{ mm}$, ložiska budou použita kuličková 6209 dle ČSN 024630, která budou součástí ložiskových domků SYJ 45KR (obr 5-15).

Ložisko je zatěžováno radiální silou působící od pneumatického motoru (viz. KAP 5.3)



Obr. 5-15 Ložiskový domek

Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení

Protože je ložisko zatěžováno pouze radiální silou platí:

$$P_r = F_{d1max} = 3167 \text{ N}$$

kde:

P_r [N] – dynamické ekvivalentní zatížení

F_{d1max} [N] – maximální radiální síla do jednoho motoru

Výpočet trvanlivosti ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n_1} = \left(\frac{35100 \text{ N}}{3167 \text{ N}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 0,807 \text{ s}^{-1}} = 4,687 \cdot 10^5 \text{ h}$$

kde:

L_{10h} [h] – trvanlivost ložiska

P_r [N] – dynamické ekvivalentní zatížení

C [N] – dynamické únosnost ložiska pro zvolené ložisko[13]

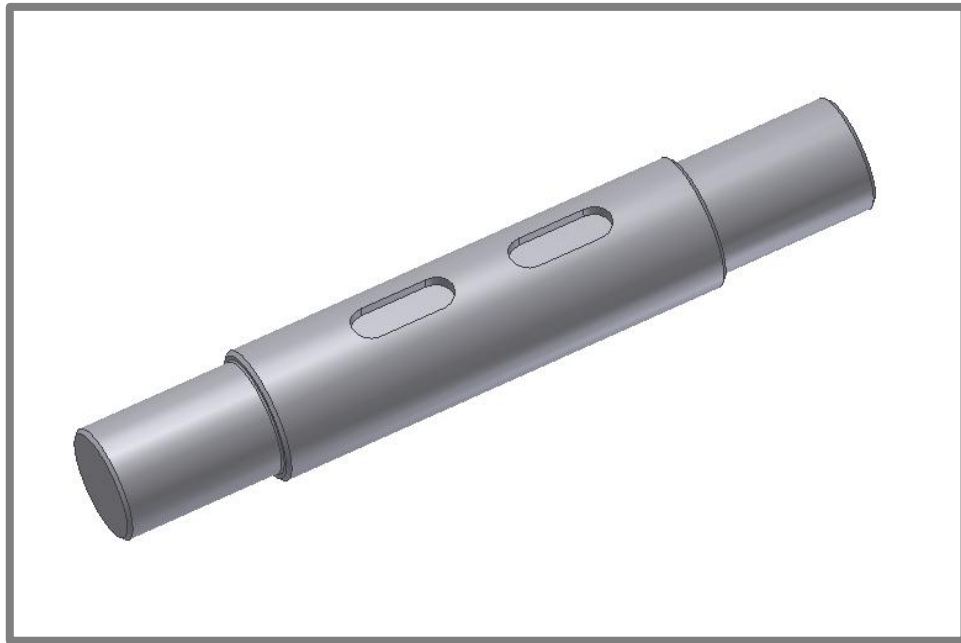
n_1 [s^{-1}] – otáčky klikové hřídele

p [-] – koeficient pro ložiska s bodovým stykem

5.6.2 Výpočet předlokové hřídele

5.6.2

Na tomto hřídeli jsou pouze dvě řetězová kola. Namáhání, které na něj působí je krut a ohyb, ale ten je při výpočtu zanedbán, protože je způsoben pouze tíhovou silou hřídele, ozubených kol a řetězů. Materiál hřídele je jako v případě klikového hřídele uhlíková ocel 11500.



Obr. 5-16 Předlohový hřídel

Krouticí moment působící na předlohový hřídel

$$M_{k2} = \frac{M_{kmax}}{i_{12}} = \frac{578 \text{ Nm}}{2,832} = 190 \text{ Nm}$$

kde:

M_{k2} [N·m] – maximální moment působící na předlohový hřídel

M_{kmax} [N·m] - krouticí moment klikové hřídele

i_{12} [-] – převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2

Stanovení minimálního průměru hřídele

$$D_{2m} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 190 \text{ N.m}}{\pi \cdot 55 \text{ MPa}}} = 26 \text{ mm}$$

kde:

D_{2m} [mm] - minimální průměr předlohové hřídele

M_{k2} [N·m] – maximální moment působící na předlohový hřídel

τ_D [MPa] – dovolené napětí v krutu dle [4]

Návrh normalizovaného konce hřídele

Předběžně volím dle ČSN 02 2562 pero 10e7x8.

$$D_2 = D_{2m} + t_p = 26 \text{ mm} + 4,7 \text{ mm} = 30,7 \text{ mm}$$

kde:

D_2 [mm] průměr pod ozubenými koly předlohové hřídele

D_{2m} [mm] minimální průměr předlohové hřídele

t_p [mm] – výška pera v hřídeli dle [9]

Volím normalizovaný konec hřídele $D_{11} = 35$ mm

Síla působící na pero v hřídeli a v ozubeném kole

$$F_{2p} = \frac{M_{k2}}{\frac{D_2}{2} - t_p} = \frac{190 \text{ Nm}}{\frac{35 \text{ mm}}{2} - 4,7 \text{ mm}} = 14,84 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{2n} = \frac{M_{k2}}{\frac{D_2}{2} + t_{p1}} = \frac{190 \text{ Nm}}{\frac{35 \text{ mm}}{2} + 3,3 \text{ mm}} = 9,13 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

F_{2p} [N] – síla působící na pero v hřídeli

F_{2n} [N] – síla působící na pero v ozubeném kole

M_{k2} [N*m] – maximální moment působící na předlohový hřídel

D_2 [mm] průměr pod ozubenými koly předlohové hřídele

t_p [mm] – výška pera v hřídeli dle [4]

t_n [mm] – výška pera v nádoji dle [4]

Stanovení délky pera

$$l_{2p} = \frac{F_{2p}}{p_D \cdot t_p} = \frac{14,84 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 4,7 \text{ mm}} = 32 \text{ mm}$$

$$l_{2n} = \left(\frac{F_{2n}}{p_D \cdot t_{p1}} \right) + b = \frac{9,13 \cdot 10^3 \text{ N}}{100 \text{ MPa} \cdot 3,3 \text{ mm}} + 8 = 36 \text{ mm}$$

kde:

l_{2p} [mm] – délka pera v hřídeli

l_{2n} [mm] – délka pera v nádoji

b [mm] – šířka pera dle [4]

p_D [MPa] – dovolené napětí v tlaku dle [4]

Dle výpočtu musí být minimální délka pera 36mm, proto volím pero **10e7x10x36 dle ČSN 02 2562**.

Volba ložisek na předlohovém hřídeli

Průměr hřídele pod ložisky bude $D = 30$ mm, ložiska budou použita kuličková 6206 dle ČSN 024630, která budou součástí ložiskových domků SYJ 30KR. Ložiska není třeba více počítat, protože přenáší pouze sílu způsobenou hmotností řetězů a řetězových kol a hřídele.

5.7 Porovnání vypočítaných a naměřených hodnot

Po té co byly zhotoveny dva prototypy, bylo provedeno jejich testování. To se uskutečnilo v areálu firmy Bosch Rexroth (obr. 5-17). Okruh, po kterém se jezdilo, je asfaltová komunikace okolo výrobní haly závodu a měří 440 m. Teplota vzduchu byla v ten den 15° C. Obě vozidla byla vybavena tachometrem, který měřil aktuální rychlost a ujetou vzdálenost. Vozidla byla testována s tlakovými láhvemi o tlaku 20MPa a objemu 10l. Do obvodu byl pouštěn přes regulační ventil vzduch o tlaku 1MPa.



Obr. 5-17 Areál firmy Bosch Rexroth

Na okruhu byla změřena maximální rychlost, po té následovalo zjištěno zrychlení vozidla. To bylo určeno na základě času, za který se vozidlo rozjelo 0 km/h na rychlost 30 km/h. Další z měřených parametrů ujetá vzdálenost při maximálním výkonu vozu na jednu láhev. Posledním měřením byla maximální ujetá vzdálenost. To vůz nejel celou dobu na plný výkon, ale tak, že se vždy rozjel na 30 km/h a po té se pokračovalo na volnoběh, než klesla rychlost pod 5 km/h.

Naměřené hodnoty:

- | | |
|---------------------------|--|
| - maximální rychlost | $v = 35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ |
| - zrychlení | $a = 0,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |
| - dojezd při plném výkonu | $s_p = 2000 \text{ m}$ |
| - maximální dojezd | $s_{\text{max}} = 4200 \text{ m}$ |

Vypočítané hodnoty:

- | | |
|----------------------|--|
| - maximální rychlost | $v = 40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ |
| - zrychlení | $a = 1,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |
| - maximální dojezd | $s_{\text{max}} = 5380 \text{ m}$ |

Při srovnání naměřených hodnot s vypočtenými zjistíme odchylky. Ty jsou způsobeny jak nižší teplotou vzduchu při testech, která ovlivňuje správnou funkci

pneumatických prvků. Tak zanedbáním některých ztrát při výpočtu pneumatického obvodu.

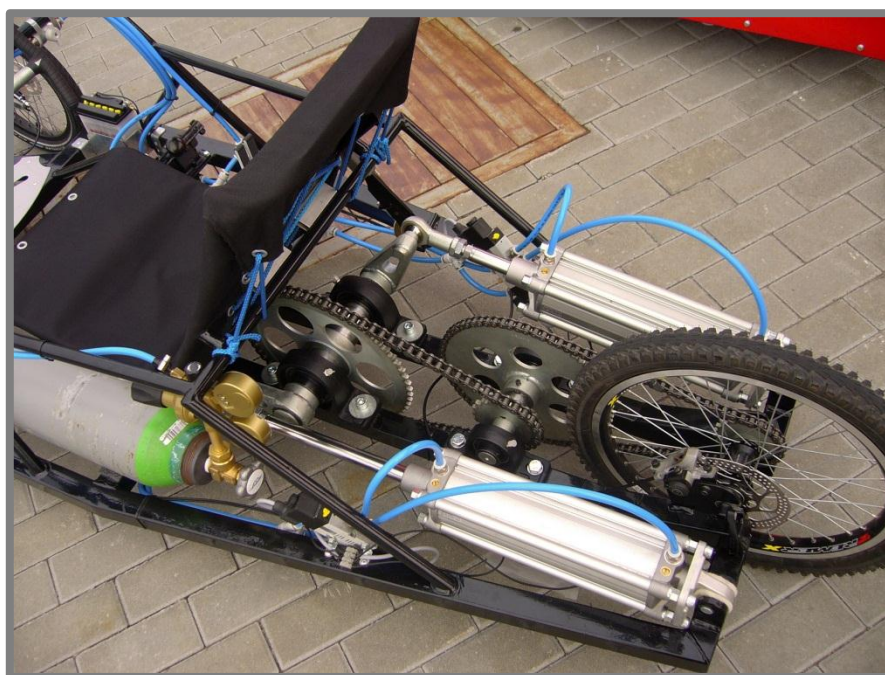


Obr. 5-18 Testování vozů

6 ZÁVĚR

6.1 Rozbor práce

V této diplomové práci je řešen výpočet vozidla poháněného stlačeným vzduchem. První byl vytvořen základní návrh konstrukce vozu a princip pohonu. Všechno dle parametrů soutěže konající se v Maďarsku. Dále byl sestaven a propočítán pneumatický obvod. Vozidlo pohání dva dvojčinné přímočaré pneumatické motory o průměru pístu 80 mm a zdvihu 250 mm. Následně byl stanoven krouticí moment, který motory vytvářejí na klikové hřídeli. Ten je přenášen dvoustupňovým řetězovým převodem na zadní kolo. Na základě maximální rychlosti motorů a převodového poměru byla stanovena maximální rychlost vozidla $v_{max}=11,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Dále, dle přeneseného krouticího momentu na zadní kolo a jízdních odporů byla stanovena maximální zrychlení $a=1,17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, možné stoupání, které vozidlo překoná $\varphi=6,9^\circ$ a následně maximální dojezd vozidla $s_{max}=5380 \text{ m}$. Po té co byl propočítán řetězový převod, který byl lehce poddimenzován z důvodu menší hmotnosti převodu. Následoval výpočet hřídelů a ložisek. Žádná ze součástí pohonu není počítána na únavu materiálu, protože se jedná o prototypy vozů, které najezdí jen několik desítek hodin. Veškeré výpočty navazují na konstrukční práci mého kolegy Bc. Petra Podhorského [6]. Dále je tam popsána výroba vozů, na které jsem se taky podílel.



Obr. 6-1 Pohon pneumobilu

6.2 Zhodnocení projektu

Byly navrženy a zkonstruovány dva funkční prototypy pneumobilu. Ty byly následně otestovány a po té představeny dne 13. 9. 2010 na Mezinárodní strojírenský veletrh v Brně, na kterém sklidily velký ohlas a to jak od účastníků veletrhu, tak od firmy

Bosch Rexroth. Oba vozy byly představeny na dnu otevřených dveří FSI VUT v Brně.

6.3 Návrh úprav do budoucna

6.3

Při další práci na vozidlech v budoucnu by bylo dobré celkové odlehčení vozu. To především v oblasti pohonu, kde by mohly být hřídele zmenšeny a vyrobeny z lepšího materiálu, případně tepelně upraveny (povrchově zakaleny). Další možnou změnou je výměna řetězového převodu za převod ozubenými řemeny. Mohlo by dojít taky k odlehčení rámu tím, že by byl vyroben s některé slitiny hliníku. Rám by měl být také zpevněn v oblasti zadního kola.



Obr. 6-2 Foto pneumobilů

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] NEVRLÝ, Josef. *Modelování pneumatických systémů*. Brno: Akademické nakladatelství Cerm,s.r.o., 2003. 183 s. ISBN 80-7204-300-5.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy: D1. Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB, 2010. 265 s. ISBN 978-80-248-0879-6.
- [3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: VLK, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [4] LEINVEBER, J; ŘASA, J; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*, 3. vydání. Praha: Pedagogické nakladatelství Scientia, s.r.o., 2000. 985s ISBN 80-7183-164-6
- [5] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, Ch. R.; BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1158 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] PODHORSKÝ, P. *Návrh pneumobilu s pneumatickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 74 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [7] INFORMAČNÍ BROŽURA. Bosch Rexroth [online]. 2008, 5, [cit. 2011-03-08]. Dostupné z WWW: <boschrexroth.cz/country_units/europe/czech_rep/cs/download/local_brozura.pdf>.
- [8] BOSCH REXTROTH, CZECH REPUBLIC [online]. 2010 [cit. 2010-06-24]. Dostupné z WWW: <boschrexroth.cz>
- [9] PNEUMOBIL [online]. 2010 [cit. 2010-06-3]. Dostupné z WWW: <pneumobil.hu>.
- [10] PNEUMOBIL [online]. 2010 [cit. 2010-06-3]. Dostupné z WWW: <pneumobil.org>.
- [11] Technické informace. Bosch Rexroth [online]. 2010 [cit. 2010-04-24]. Dostupné z WWW:<boschrexroth.cz/country_units/europe/czech_rep/cs/download/technicke_informace_.pdf>
- [12] ŘETĚZY VAMBERK – VOLBA VÁLEČKOVÉHO ŘETĚZU [online]. 2007 [cit. 2010-04-3] Dostupné z WWW:<retezy-vam.com/pdf/volba_valeckoveho.pdf>
- [13] SKF [online]. 2010 [cit. 2010-05-15]. Dostupné z WWW: <skf.com/portal/skf_cz/home>
- [14] REMEK, Branko. *Dopravní noviny* [online]. 2009 [cit. 2011-05-25]. Nové trendy v technice. Dostupné z WWW: <<http://www.dnoviny.cz/silnicni-doprava/alternativni-pohony-lehkych-uzitkovych-vozidel-maji-zelenou>>.

8 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1-1 Logo soutěže [9].....	14
Obr. 1-2 Vůz s třemi koly [9]	15
Obr. 1-3 Zakrytování pneumobilu [9]	15
Obr. 1-4 Rám svařený z částí jízdních kol [10].....	15
Obr. 1-5 Rám zhotoven svařením profilů [9]	15
Obr. 1-6 Klikový mechanismus [10]	16
Obr. 1-7 Pohon tažením řetězu [10]	16
Obr. 1-8 Řízení pomocí táhel [9].....	17
Obr. 1-9 Šnekové řízení [10]	17
Obr. 1-10 Logo firmy Bosch Rexroth [8].....	18
Obr. 5-1 Základní rozměry vozu	22
Obr. 5-2 Schéma pneumatického obvodu.....	23
Obr. 5-3 Sériové zapojení prvků [2].....	24
Obr. 5-4 Schéma pneumatického přímočarého motoru.....	26
Obr. 5-5 Síly působící na klikový hřídel	28
Obr. 5-6 Závislost radiální síly na natočení kliky	30
Obr. 5-7 Závislost krouticího momentu na natočení úhlu kliky.....	30
Obr. 5-8 Jízdní odpory vozu	33
Obr. 5-9 Odpor při stoupání	34
Obr. 5-10 Pohon pneumobilu	37
Obr. 5-11 Schéma řetězového převodu	37
Obr. 5-12 Kliková hřídel [12].....	43
Obr. 5-13 Závislost obvodové síly na úhlu natočení kliky.....	43
Obr. 5-14 Stanovení průměru hřídele pod perem	44
Obr. 5-15 Ložiskový domek.....	47
Obr. 5-16 Předlohový hřídel.....	48
Obr. 5-17 Areál firmy Bosch Rexroth.....	50
Obr. 5-18 Testování vozů	51
Obr. 6-1 Pohon pneumobilu	52
Obr. 6-2 Foto pneumobilů	53
Tab. 5-1 Seznam pneumatických prvků	24
Tab. 5-2 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovky	33

9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení vozu
A_1	$[N]$	plocha kloubu řetězu 1 volený dle [4]
A_2	$[N]$	plocha kloubu řetězu 2 volený dle [4]
A_{p1}	$[mm]$	osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola
A_{p2}	$[mm]$	osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola
A_{rp1}	$[mm]$	předběžná osová vzdálenost 1. a 2. ozubeného kola
A_{rp2}	$[mm]$	předběžná osová vzdálenost 3. a 4. ozubeného kola
a_z	$[m \cdot s^{-2}]$	zpomalení vozu
b	$[mm]$	šířka pera dle [9]
C	$[N]$	dynamické únosnost ložiska pro zvolené ložisko[13]
C_1	$[-]$	součinitel délky řetězu 1
C_2	$[-]$	součinitel délky řetězu 2
d	$[m]$	průměr pístnice
D	$[m]$	průměr pístu
D_{11}	$[mm]$	malý průměr klikové hřídele
D_{11m}	$[mm]$	minimální průměr klikové hřídele
D_{13}	$[mm]$	průměr klikové hřídele pod ozubeným kolem
D_2	$[mm]$	průměr pod ozubenými koly předlokové hřídele
D_{2m}	$[mm]$	minimální průměr předlokové hřídele
D_{r1}	$[m]$	průměr roztečné kružnice řetězového kola 1
D_{r2}	$[m]$	průměr roztečné kružnice řetězového kola 2
D_{r3}	$[m]$	průměr roztečné kružnice řetězového kola 3
D_{r4}	$[m]$	průměr roztečné kružnice řetězového kola 4
D_{zk}	$[m]$	průměr zadního kola
F_{11n}	$[N]$	síla působící na pero v klice
F_{11p}	$[N]$	síla působící na pero v hřídeli
F_{13n}	$[N]$	síla působící na pero v ozubeném kole
F_{13p}	$[N]$	síla působící na pero v hřídeli
F_{2n}	$[N]$	síla působící na pero v ozubeném kole
F_{2p}	$[N]$	síla působící na pero v hřídeli
F_{B1}	$[N]$	síla při přetržení řetězu 10B-1 dle přílohy 2
F_{B2}	$[N]$	síla při přetržení řetězu 08B-1 dle přílohy 2
F_{d1}	$[N]$	radiální síla z prvního pístu
F_{d1max}	$[N]$	maximální radiální síla do jednoho motoru
F_{d2}	$[N]$	radiální síla z druhého pístu
F_{dr1}	$[N]$	odstředivá síla působící na první řetěz
F_{dr2}	$[N]$	odstředivá síla působící na druhý řetěz
F_k	$[N]$	hnací síla vozu
f_k	$[N]$	součinitel valivého odporu kola na asfaltu tab. 5-2
F_o	$[N]$	celková obvodová síla
F_{o1}	$[N]$	obvodová síla z prvního pístu
F_{o1max}	$[N]$	maximální síla působící z motoru na kliku
F_{o2}	$[N]$	obvodová síla z druhého pístu
F_{p1}	$[N]$	celková síla vysouvající píst
F_{p2}	$[N]$	celková síla zasouvající píst

F_{pa1}	[N]	síla vysouvající píst
F_{pa2}	[N]	síla zasouvající píst
F_{R1}	[N]	pasivní odpory pneumotoru při vysouvání
F_{R2}	[N]	pasivní odpory pneumotoru při zasouvání
F_{RC1}	[N]	celková síla působící na první řetěz
F_{RC2}	[N]	celková síla působící na druhý řetěz
F_{t1}	[N]	tažná síla působící na první řetěz
F_{t2}	[N]	tažná síla působící na druhý řetěz
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
G	[N]	tíhová síla vozu
i_{12}	[-]	převodový poměr mezi řetězovými koly 1 a 2
i_{34}	[-]	převodový poměr mezi řetězovými koly 3 a 4
i_c	[-]	celkový převodový poměr
l_1	[-]	součinitel tření volený dle [12]
L_{10h}	[h]	trvanlivost ložiska
l_{11n}	[mm]	délka pera v nádoji
l_{11p}	[mm]	délka pera v hřídeli
l_{13n}	[mm]	délka pera v nádoji
l_{13p}	[mm]	délka pera v hřídeli
l_2	[-]	součinitel mazání volený dle [12]
l_{2n}	[mm]	délka pera v nádoji
l_{2p}	[mm]	délka pera v hřídeli
L_c	[m]	vzdálenost čepů
L_k	[m]	délka kliky
L_{ret1}	[mm]	délka prvního řetězu
L_{ret2}	[mm]	délka druhého řetězu
m_c	[N]	celková hmotnost vozu
M_k	$[N \cdot m]$	krouticí moment klikové hřídele
M_{k1}	$[N \cdot m]$	maximální moment působící na kliku
M_{k2}	$[N \cdot m]$	maximální moment působící na předlohový hřídel
M_{kmax}	$[N \cdot m]$	krouticí moment klikové hřídele
M_{kz}	$[N \cdot m]$	krouticí moment zadního kola
n_1	$[s^{-1}]$	otáčky klikové hřídele
n_3	$[s^{-1}]$	otáčky zadního kola
n_{kl}	[-]	počtu otáček klikové hřídele při zrychlení z 5 km/h na 30 km/h
n_{kol}	[-]	počtu otáček kola pro zrychlení z 5 km/h na 30 km/h
N_r	[-]	celkový počet rozjezdů vozu
O_f	[N]	valivý odpor pneumatik
O_s	[N]	odpor při stoupání
O_z	[N]	odpor vozu při zrychlení
P	[W]	výkon pneumatického motoru
p	[-]	koeficient pro ložiska s bodovým stykem
p_{at}	[MPa]	atmosférický tlak
p_D	[MPa]	dovolené napětí v tlaku dle [4]
p_{dov1}	[MPa]	dovolený tlak v kloubech řetězu 1
p_{dov2}	[MPa]	dovolený tlak v kloubech řetězu 2
p_{i1}	[MPa]	měrný tlak v kloubech řetězu 1 volený dle [12]

p_{i2}	[MPa]	měrný tlak v kloubech řetězu 2 volený dle [12]
p_{lah}	[MPa]	tlak v láhvi
p_{M1}	[MPa]	tlak působící na píst
P_r	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
p_{v1}	[MPa]	vypočtený tlak v kloubech řetězu 1
p_{v2}	[MPa]	vypočtený tlak v kloubech řetězu 2
Q_{max}	[dm ³ ·min ⁻¹]	maximální průtok vzduchu do motoru
Q_N	[dm ³ ·min ⁻¹]	normální průtok
Q_{Nnekv}	[dm ³ ·min ⁻¹]	ekvivalentní průtok sériově zapojenými prvky
Q_{Nni}	[dm ³ ·min ⁻¹]	jmenovitý průtok prvky obvodu dle tab. 5-1
S_1	[m ²]	plocha zadní strany pístu
S_2	[m ²]	plocha přední strany pístu
s_{max}	[m]	maximální ujetá vzdálenost vozu
s_r	[m]	dráhy potřebné k rozjezdu z 5km/h na 30km/h
s_z	[m]	dráhy při rozjezdu z 30km/h na 5km/h
t_1	[mm]	rozteč článků prvního řetězu
t_2	[mm]	rozteč článků druhého řetězu
t_n	[mm]	výška pera v nádoji dle [4]
t_p	[mm]	výška pera v hřídeli dle [4]
V_{10}	[m ³]	objem vzduchu v láhvi při tlaku 1MPa
V_{2M}	[m ³]	objem vzduchu potřebný pro rozjezd
v_{30}	[m]	rychlost vozidla 30km/h
v_5	[m]	rychlost vozidla 5km/h
V_{lah}	[m ³]	objem tlakové láhve
v_{max}	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost vozu
v_p	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost pístu
v_{re1}	[m·s ⁻¹]	rychlost řetězu 1
v_{re2}	[m·s ⁻¹]	rychlost řetězu 2
X_1	[-]	počet článků řetězu 1
X_2	[-]	počet článků řetězu 2
Y_1	[-]	součinitel rázu 1 dle ČSN023311 [12]
Y_2	[-]	součinitel rázu 2 dle ČSN023311 [12]
z_1	[-]	počet zubů 1. řetězového kola
z_2	[-]	počet zubů 2. řetězového kola
z_3	[-]	počet zubů 3. řetězového kola
z_4	[-]	počet zubů 4. řetězového kola
α_1	[°]	úhel natočení kliky 1
α_2	[°]	úhel natočení kliky 2
β_1	[°]	úhel natočení motoru 1
β_2	[°]	úhel natočení motoru 2
γ_{dyn1}	[-]	dynamický bezpečnostní koeficient řetězu 1
γ_{dynt2}	[-]	dynamický bezpečnostní koeficient řetězu 2
γ_{stat1}	[-]	statický bezpečnostní koeficient řetězu 1
γ_{stat2}	[-]	statický bezpečnostní koeficient řetězu 2
Δp	[MPa]	tlak spád
ε	[°]	úhel mezi klikami
η_c	[-]	součinitel účinnosti převodu
ρ_{11}	[kg·m ⁻¹]	Délková hmotnost řetězu 10B-1 dle přílohy 2

ρ_{l2}	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$	Délková hmotnost řetězu 08B-1 dle přílohy 2
τ_D	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí v krutu dle [4]
φ	$[\text{°}]$	úhel stoupání

10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1: Tabulka vypočítaných hodnoty úhlů, sil a krouticího momentu pro jednotlivé natočení kliky. (kapitola 5.3)

Příloha č.2: Technické údaje evropských válečkových řetězů

Príloha č.1: Tabuľka vypočítaných hodnoty úhlů, sil a krouticího momentu pro jednotlivé natočení kliky. (kapitola 5.3)

$\alpha 1[^\circ]$	$\alpha 2[^\circ]$	$\beta 1[^\circ]$	$\beta 2[^\circ]$	Fo1[N]	Fo2[N]	Fo[N]	Mk[N*m]	Fd1[N]	Fd2[N]
0	270	0,00	-10,15	0	2812	2812	337	3167	504
10	280	2,16	-10,32	667	2857	3524	423	3096	16
20	290	4,21	-10,16	1299	2815	4114	494	2888	-488
30	300	6,05	-9,67	1864	2679	4543	545	2561	-993
40	310	7,60	-8,81	2339	2444	4783	574	2136	-1479
50	320	8,81	-7,60	2709	2110	4819	578	1640	-1926
60	330	9,67	-6,05	2970	1681	4651	558	1100	-2310
70	340	10,16	-4,21	3120	1172	4292	515	541	-2606
80	350	10,32	-2,16	3167	602	3769	452	-18	-2793
90	0	10,15	0,00	3117	0	3117	374	-558	3167
100	10	9,71	2,16	2982	667	3649	438	-1068	3096
110	20	9,01	4,21	2770	1299	4068	488	-1536	2888
120	30	8,10	6,05	2492	1864	4356	523	-1954	2561
130	40	7,01	7,60	2159	2339	4498	540	-2317	2136
140	50	5,78	8,81	1781	2709	4490	539	-2619	1640
150	60	4,43	9,67	1367	2970	4336	520	-2857	1100
160	70	3,00	10,16	926	3120	4046	486	-3029	541
170	80	1,51	10,32	467	3167	3634	436	-3132	-18
180	90	0,00	10,15	0	3117	3117	374	-3167	-558
190	100	-1,51	9,71	422	2982	3403	408	2826	-1068
200	110	-3,00	9,01	835	2770	3605	433	2732	-1536
210	120	-4,43	8,10	1233	2492	3725	447	2577	-1954
220	130	-5,78	7,01	1607	2159	3766	452	2362	-2317
230	140	-7,01	5,78	1948	1781	3729	447	2090	-2619
240	150	-8,10	4,43	2248	1367	3615	434	1763	-2857
250	160	-9,01	3,00	2499	926	3424	411	1386	-3029
260	170	-9,71	1,51	2690	467	3157	379	963	-3132
270	180	-10,15	0,00	2812	0	2812	337	504	-3167
280	190	-10,32	-1,51	2857	422	3279	393	16	2826
290	200	-10,16	-3,00	2815	835	3650	438	-488	2732
300	210	-9,67	-4,43	2679	1233	3912	469	-993	2577
310	220	-8,81	-5,78	2444	1607	4051	486	-1479	2362
320	230	-7,60	-7,01	2110	1948	4058	487	-1926	2090
330	240	-6,05	-8,10	1681	2248	3930	472	-2310	1763
340	250	-4,21	-9,01	1172	2499	3670	440	-2606	1386
350	260	-2,16	-9,71	602	2690	3292	395	-2793	963
360	270	0,00	-10,15	0	2812	2812	337	-2857	504

Příloha č.2: Technické údaje evropských válečkových řetězů

Vybrané technické údaje evropských jednořadých, dvouřadých a třířadých válečkových řetězů.
(Výběr z DIN 8187-1, ISO 606:2004 a ČSN 02 3311)

označení řetězu	rozteč p (mm)	vnitřní šířka b_1 (mm)	průměr válečku d_1 (mm)	rozteč řad řetězu e (mm)	síla při přetržení F_B (kN)	délková hmotnost ρ_l (kg·m ⁻¹)	plocha kloubu S (mm ²)
05 B-1	8,000	3,00	5,00	–	5,0	0,2	11
05 B-2				5,64	7,8	0,4	22
05 B-3					11,1	0,5	33
06 B-1	9,525	5,72	6,35	–	9,0	0,4	28
06 B-2				10,24	16,9	0,8	56
06 B-3					24,9	1,2	84
08 B-1	12,700	7,75	8,51	–	18,0	0,7	50
08 B-2				13,92	32,0	1,3	101
08 B-3					47,5	2,0	151
10 B-1	15,875	9,65	10,16	–	22,4	0,9	67
10 B-2				16,59	44,5	1,8	134
10 B-3					66,7	2,8	202
12 B-1	19,050	11,68	12,07	–	29,0	1,2	89
12 B-2				19,46	57,8	2,5	179
12 B-3					86,7	3,8	268
16 B-1	25,400	17,02	15,88	–	60,0	2,6	210
16 B-2				31,88	110,0	5,2	421
16 B-3					165,0	7,7	631
20 B-1	31,750	19,56	19,05	–	95,0	3,8	296
20 B-2				36,45	170,0	7,5	591
20 B-3					250,0	11,2	887
24 B-1	38,100	25,40	25,40	–	160,0	7,0	554
24 B-2				48,36	280,0	13,9	1 109
24 B-3					425,0	20,7	1 663
28 B-1	44,450	30,99	27,94	–	200,0	9,1	739
28 B-2				59,56	360,0	18,0	1 479
28 B-3					530,0	27,0	2 218
32 B-1	50,800	30,99	29,21	–	250,0	9,7	810
32 B-2				58,55	450,0	19,0	1 621
32 B-3					670,0	28,3	2 431
40 B-1	63,500	38,10	39,37	–	380,0	16,8	1 275
40 B-2				72,29	630,0	33,5	2 550
40 B-3					950,0	43,3	3 825
48 B-1	76,200	45,72	48,26	–	600,0	25,9	2 061
48 B-2				91,21	1 000,0	48,6	4 123
48 B-3					1 500,0	72,5	6 184