

UNIVERZITA PARDUBICE

DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

**Realizace výukového panelu pro
laboratoř – převodovka**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

AUTOR:

Petr Bartoň

VEDOUCÍ PRÁCE:

Ing. Jan Pokorný

2009

UNIVERSITY OF PARDUBICE

JAN PERNER TRANSPORT FACULTY

**REALIZATION OF TUTORIAL BOARD
(GEAR - BOX)**

BACHELOR WORK

AUTHOR:

Petr Bartoň

SUPERVISOR:

Ing. Jan Pokorný

2009

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Petr BARTOŇ

Studijní program: B3709 Dopravní technologie a spoje

Studijní obor: Dopravní prostředky-Silniční vozidla

Název tématu: Návrh a realizace výukového panelu pro laboratoř -
převodovka

Zásady pro vypracování:

- 1) Obecný přehled základních převodovek
- 2) Přehled výpočtů převodovky
- 3) Grafický návrh posteru
- 4) Realizace posteru v digitální podobě
- 5) Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

[1] VLK, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 312 s. ISBN 80-238-5275-2.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Pokorný

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání bakalářské práce: **1. června 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně. Veškeré prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jménem subjektu je Univerzita Pardubice oprávněna ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skuteční výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne.....

Podpis.....

Souhrn

Cílem této práce je vytvořit výukový panel (poster), který bude sloužit jako doplněk výukového modelu. Tento doplněk spočívá v přesném názvosloví doplněném o obrázky a výpočty základních geometrických rozměrů soukolí a dále výpočty namáhání hřídele na napětí vzniklá přenosem kroutícího momentu.

Klíčová slova

převodovka, ozubené kolo, synchronizace, poster

Abstrakt

The main objective of this bachelory work is creating of the educational poster, which will be useful for completion of educational model. This poster consists in exact terms with pictures and calculations of elementary geometrical proportions of gear and further calculations of stress of shaft incurred by transfer of twist moment.

Keywords

Gear box, gearwheel, synchronizer gear, poster

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Janu Pokornému za cenné rady a připomínky. Dále můj dík patří Jaroslavu Hnilicovi, který bezvadně zpracoval výukový model, ke kterému je poster určen.

1. Úvod.....	10
2 Rozdělení převodovek	11
2.1. Podle způsobu ovládní	11
2.1.1. Automatické převodovky.....	11
2.1.2. Poloautomatické převodovky.....	13
2.1.3. Sekvenčně řazené převodovky.....	14
2.1.4. Manuální stupňové převodovky.....	14
2.1.2. Rozdělení převodovek podle použití	18
3. Diferenciály.....	19
3.1. Princip činnosti	19
3.1.1. Popis funkce diferenciálu.....	20
4. Parametry převodovky určené k výuce a realizaci výukového modelu a posteru	21
4.1. Základní informace	21
4.2. Určení rozsahu rychlostních stupňů:.....	24
Výpočet základního převodu	24
Výpočet celkových převodových poměrů:	25
Geometrické rozměry:	27
5. Návrh hřídele	29
Předběžné určení průměrů hřídelů	29
Kontrola namáhání hnacího hřídele na krut.....	29
Kontrola namáhání hnacího hřídele na ohyb:	30
Maximální ohybový moment.....	32
Hypotéza HMM.....	33
Kontrola hřídelí na tuhost	34
Poster v digitální podobě	35
Závěr	36
Použitá literatura	37
Přílohy.....	38
Obrázky.....	38
Tabulky	40

1. Úvod

Převodovky slouží ke změně přenášeného točivého momentu a jeho dlouhodobému přerušení včetně reverzace. Dosahuje se toho převody, tj. ústrojím, které stupňovitě nebo plynule umožňuje změnu rychlostního poměru.

Hlavním účelem převodovky je umožnit změnu převodu mezi motorem a hnacími koly tak, aby měl motor bez ohledu na rychlost jízdy stále dostatečně vysoké otáčky, při kterých má plný výkon. Při jízdě po rovině musí motor kromě ztrát v poháněcím ústrojí překonávat jen odpor valení a odpor vzduchu. Výkon motoru se pro automobil volí tak, aby tyto odpory překonával bez převodu v převodovce (přímý záběr) a vysoké otáčky se využily k dosažení největší rychlosti. Při jízdě do stoupání musí motor navíc překonávat tíhovou složku vozidla, která působí proti směru jízdy. Protože se motor nesmí přetěžovat a výkon motoru již nestačí překonávat všechny odpory, musí se snížit rychlost vozidla, aby se snížil odpor vzduchu. Výkon motoru klesá v závislosti na snižujících se otáčkách. Proto je třeba zařadit v převodovce nižší rychlostní stupeň, aby se opět dosáhlo vysokých otáček a tím plného výkonu motoru, který by stačil k překonávání zvýšených jízdních odporů.

Kromě toho musí převodovka splnit další řadu požadavků. Prostřednictvím zpětného chodu musí umožnit couvání vozidla. Při jízdě ze svahu zajišťuje brzdění vozidla motorem při vhodně zvoleném převodovém stupni. Jedna z dalších hlavních funkcí je umožnit volný chod motoru při sepnuté spojce a stojícím vozidle (všechna soukolí se nastaví tak, aby hnací hřídel byl odpojen od hřídele hnaného a nastavil tak neutrální chod).

2 Rozdělení převodovek [1]

V této práci jsou zahrnuty výhradně převodovky silničních vozidel.

2.1. Podle způsobu ovládání

2.1.1. Automatické převodovky

Konvenční automatické převodovky jsou stupňové a tvoří je hydrodynamický měnič v kombinaci s ozubenými, nejčastěji planetovými převody.

Konstrukce planetové převodovky umožňuje při poměrně malých rozměrech řazení v širokém rozmezí hodnot převodových poměrů. Vedle toho jsou jednotlivé rychlostní stupně řazeny pomocí spojek a brzd, což umožňuje řazení pod zatížením. Aby bylo řazení s minimálními rázy, bývá řídicí jednotka převodovky propojena s řídicím systémem motoru, který pak reguluje jeho otáčky při řazení. Funkci klasické spojky nahrazuje hydrodynamický měnič, který na základě zákonů hydrodynamiky přenáší plynule výkon do převodové části vozu.

Automatické převodovky zjednodušují obsluhu vozidla, neboť řazení převodových stupňů se děje automaticky. Řidič však i při automatickém řazení musí mít možnost zásahu do automatizované činnosti, např. při prudkém klesání zvolit ručně příslušný nižší převodový stupeň pro brzdění motorem, nebo při vysoké akceleraci opět vhodně zvolit převodový stupeň z hlediska využití nejvyššího výkonu motoru. Pokud je převodovka vybavena režimem „sport“, není nutné zasahovat do automatického řazení.

Princip činnosti automatické převodovky:

Řídicí jednotka přijímá informace od snímačů otáček motoru, otáček výstupního hřídele převodovky, sleduje zatížení motoru (nastavení regulační klapky), nastavený jízdní program (zpravidla jsou to tři programy: komfort, sport, ekonom, nebo má převodovka logickou funkci) a polohu plynového pedálu. Pokud je pedál plně sešlápnut je vydán pokyn pro maximální akceleraci a dojde k zařazení nižšího rychlostního stupně. Elektronická ochrana převodovky ovšem hlídá to, aby při podřazení nedošlo k nebezpečí přetočení motoru. Na základě zjištěných údajů převodovka provádí samočinnou volbu jednotlivých převodových stupňů.

Automatická převodovka obsahuje následující systémy:

- měnič momentů,
- přemost'ovací spojka,
- planetový převod (k mechanickému vytvoření rychlostních stupňů),
- řadící prvky (tlakem oleje ovládané lamelové spojky, lamelové brzdy a pásové brzdy) k provedení změny rychlostního stupně,
- volnoběžné spojky (k optimalizaci řazení podle zátěže řadícími prvky),
- řízení převodovky (elektrohydraulické podle řadících programů),
- hydraulický systém: olejové čerpadlo (k dopravě oleje k řadícím prvkům a momentovému měniči a k mazání převodovky), šoupátková skříň, hydraulické řadící prvky.

Automatické převodovky musí splňovat různé požadavky:

- blokování převodového ústrojí při parkování,
- uvolnění uváznutého vozidla střídavým řazením dopředného a zpětného převodového stupně,
- nastartování motoru jen při neutrální nebo parkovací poloze řadící páky,
- plynulý rozjezd vozidla,
- plynulé řazení jednotlivých stupňů,
- při rychlém a úplném otevření škrtkové klapky musí být zařazen nižší převodový stupeň umožňující vyšší akceleraci,
- okamžik zařazení příslušného převodového stupně musí být závislý od zatížení motoru a rychlosti vozidla,
- při běhu motoru naprázdno nesmí docházet k samovolnému pohybu vozidla (u starších typů automatických převodovek dochází k rozjíždění vozidla na volnoběh při zařazené dopředné i zpětné rychlosti, dnes je tento problém vyřešen důmyslným elektronickým systémem).

2.1.2. Poloautomatické převodovky

Převodovky které jsou ovládány pouze řadící pákou, nazýváme poloautomatické převodovky, resp. automatické převodovky se selektivním řazením převodových stupňů. Automobily s poloautomatickými převodovkami mohou mít dvoupedálovou ovládací soustavu, u které je pedál spojky nahrazen automatickým zařízením. Do skupiny poloautomatických převodovek patří také manuální (dříve nazývané mechanické) převodovky, u kterých je použito elektropneumatické nebo elektrohydraulické zařízení.

Dvoupedálové poloautomatické ovládání musí zabezpečit

- automatické zapnutí spojky při rozjezdu automobilu,
- průběh zapínání musí mít pozvolný náběh, po kterém následuje dostatečně rychlé úplné zapnutí spojky,
- vypnutí spojky při poklesu otáček motoru na hranici otáček běhu naprázdno, toto vypnutí musí být rychlé,
- přerušení silového toku mezi motorem a převodovkou při řazení převodových stupňů (pokud nejsou řazeny pod zatížením),
- při vypnuté spojce nesmí během řazení stoupnout otáčky motoru,
- parkovací brzdění motorem při stojícím vozidle.

Automatizované řazení probíhá následovně

Při dotyku řadící páky dojde k pohybu elektromagnetu, čímž se posune řídicí píst a je dodáván tlakový olej k rozpojení řadící spojky. Po úplné změně převodu a uvolnění ruční řadící páky je přerušen proudový okruh k elektromagnetu a řídicí spojka opět sepne. Ručně řazená převodovka je normální jednoskupinová předloková převodovka se třemi dopřednými a jedním zpětným chodem.

2.1.3. Sekvenčně řazené převodovky

Převodovky se sekvenční (postupným) řazením se začaly objevovat u vozidel Formule 1 na přelomu osmdesátých a devadesátých let minulého století. Od té doby se rozšířily i do automobilů dalších kategorií.

U osobních automobilů se začaly používat v roce 1997 (Ferrari F 355). Základ tvoří klasická přímo řazená převodovka s čelními ozubenými koly a samočinně ovládaná třecí kotoučová spojka. Řazení lze provádět bez spojkového pedálu, elektrohydraulickou cestou. Rychlostní stupně se neřadí v klasickém schématu H, ale v řadě za sebou přímým pohybem volící páky nebo kolébkovými spínači na volantu.

Z hlediska obsluhy mají všechny sekvenční systémy stejné základní ovládání – jen 2 pedály a automatické přeřazování rychlostních stupňů. Ruční řazení (sekvenční) je tedy bez spojky.

Sekvenčně řazené převodovky by se mohly pro svůj princip činnosti řadit mezi polosamočinné tedy poloautomatické.

2.1.4. Manuální stupňové převodovky

U ručně řazených převodovek se vzhledem k jejich jednoduchosti prosadily převodovky s předlohovým hřídelem, které jsou tříhřídelové (koaxiální, souosé) nebo dvouhřídelové (deaxiální, nesouosé). U tříhřídelové převodovky má vstupní hřídel a výstupní hřídel společnou osu otáčení, proto je toto uspořádání někdy nazýváno jako koaxiální převodovka.

U dvouhřídelové převodovky je moment přenášen pro všechny rychlostní stupně vždy jen jedním párem ozubených kol. S výjimkou nejvyššího rychlostního stupně je účinnost takové převodovky velmi dobrá, neboť při všech stupních, kromě zpětného převodu, je v záběru jen jeden pár ozubených kol. Jedním párem ozubených kol je tedy také dána možnost celkového převodu. Tříhřídelová převodovka při přímém záběru pracuje bez ozubených kol, avšak při všech ostatních rychlostních stupních jsou vždy v záběru dva páry ozubených kol. Dvouhřídelová

převodovka se nejčastěji používá u vozů s motorem u hnací nápravy (bloková konstrukce).

U tříhřídelové převodovky se točivý moment motoru přenáší malým ozubeným kolem na hnacím hřídeli, které je ve stálém záběru s největším kolem předlohového hřídele. Na předlohovém hřídeli je tolik ozubených kol, kolik je rychlostních stupňů (včetně zpětného převodu). Každé kolo předlohy je v záběru s příslušným kolem na výstupním hřídeli. Tříhřídelová převodovka umožňuje přímý záběr, kdy se moment od motoru, vstupující do převodovky hnacím hřídelem, přenáší zubovou spojkou na souosý (koaxiální) hřídel vystupující z převodovky. V tomto případě se předlohový hřídel rovněž otáčí, ale nepřenáší žádný moment. Tříhřídelová převodovka při přímém záběru pracuje bez ozubených kol, při ostatních rychlostních stupních jsou vždy v záběru dva páry ozubených kol. Tato převodovka se používá, jestliže motor, převodovka a poháněná náprava jsou v řadě za sebou (klasická koncepce).

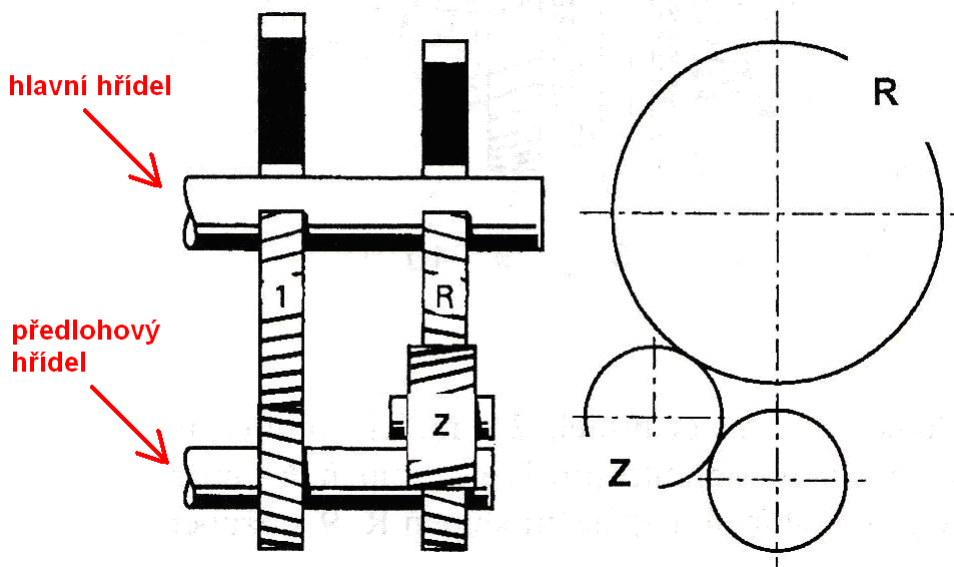
U dvouhřídelové (nesouosé) převodovky probíhá řazení na hnacím hřídeli, hnaném hřídeli, nebo na obou hřídelích. Dvouhřídelová převodovka nemá přímý záběr. Nejvyšší rychlostní stupeň má vždy převod menší než jedna, tzn. jedná se o rychloběh. Dvouhřídelové převodovky se u osobních automobilů používají jako 5stupňové nebo 6stupňové převodovky s pohonem předních kol.

Zpětný chod

Pro couvání vozidla má každá převodovka zpětný chod R. U tohoto ozubeného soukolí mezi hnaným nebo předlohovým hřídelem a hnacím (hlavním) hřídelem je umístěn vložený hřídel s ozubeným kolem zpětného chodu, který zajišťuje obrácený směr otáčení výstupního hřídele. Dříve se u vloženého kola zpětného chodu používalo jednoduché posuvné kolo, u moderních konstrukcí bývá také zpětný chod synchronizován.

Obr. 2

Zpětný chod: mezi předlohovým a hlavním (výstupním) hřídelem je umístěno na vloženém hřídeli kolo zpětného chodu Z

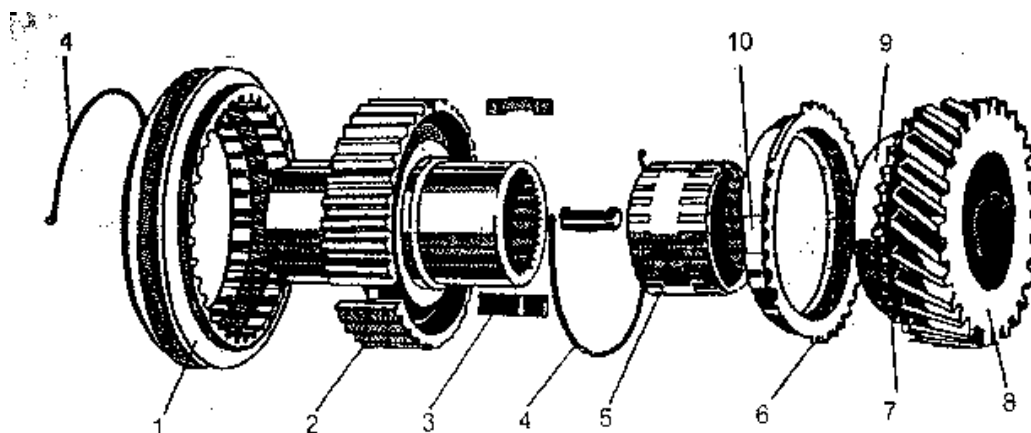


2.1.1.4. Synchronizační systémy

Synchronizační systém vyrovnává rozdíl úhlových rychlostí synchronizační spojky a hřídele s příslušným řazeným stupněm před jejich vzájemným spojením. Toto vyrovnání (synchronizace) zajišťuje například tření kuželových ploch ozubeného kola a synchronizační spojky. Synchronizace umožňuje bezhlučné a rychlé řazení jednotlivých rychlostních stupňů. Převodovky pro silniční vozidla mají synchronizovány všechny rychlostní stupně s výjimkou zpětného chodu. U synchronizovaných převodovek jsou všechna kola (až na zpětný chod) ve stálém záběru a kvůli tichosti mají šikmé ozubení. Kola běží bez rázů a jejich chod je tichý. Ozubená kola pro zpětný rychlostní stupeň mají ozubení s přímými zuby a chod je proto o něco hlučnější. Protože zpátečka se zařazuje pouze když vozidlo stojí, není u zpětného rychlostního stupně použita synchronizace.

Synchronizace clonícím kroužkem (Příloha Obr.4)

Obr. 5 Jednotlivé části spojky:



1-řadící objímka spojky; **2**-jádro řadící spojky; **3**-jistící tělíska; **4**-pružné jistící kroužky; **5**-jehlová ložiska pro středové nebo volné kolo; **6**-unášecí ozubení clonícího kroužku; **7**-unášecí ozubení převodového kola; **8**-převodové nebo volné ozubené kolo; **9**-třecí kužel; **10**-clonící kroužek

2.1.1.5. Řadící ústrojí

Změna rychlostních stupňů se dělí na volící pohyb a řadící pohyb. Volícím pohybem se vybere řadící objímka, která se má řadit (řadící páka se pohybuje směrem doleva nebo doprava) a řadícím pohybem se uvede do záběru ozubené kolo (řadící páka se pohybuje směrem dopředu nebo dozadu).

Řazení může být přímé – provádí řidič vlastní silou, nebo nepřímé – z popudu řidiče vykonává řazení rychlostních stupňů zvláštní řadící ústrojí.

U konvenční přímo řazené manuální převodovky jsou rychlostní stupně uspořádány ve tvaru písmene H. U sekvenční převodovky jsou rychlostní stupně uspořádány za sebou.

2.1.2. Rozdělení převodovek podle použití

2.1.2.1. Lehké osobní automobily

U lehkých osobních automobilů se zpravidla používají manuální ručně řazené převodovky a to dvouhřídelové i tříhřídelové. Součástí převodovky je diferenciál a rozvodovka viz. níže. Automatické a poloautomatické převodovky se vyskytují jen zřídka.

2.1.2.2. Terénní automobily

Terénní automobily mají oproti lehkým osobním automobilům minimálně dva diferenciály nápravové a často i jeden mezinápravový, které jsou navíc opatřeny uzávěrami nebo mohou být i samosvorné. Tyto diferenciály nemají společnou skříň s převodovkou jak tomu bylo u osobních automobilů.

2.1.2.3. Nákladní automobily

Nákladní automobily mají nejsložitější převodová ústrojí ze všech silničních vozidel z hlediska počtu prvků. Skládá se zpravidla z převodovky, přídatné převodovky, rozvodovky, několika diferenciálů (podle počtu hnaných náprav) a koncových převodů např. planetových (Tatra 815). Diferenciály bývají též samosvorné a s uzávěrami.

3. Diferenciály [3]

3.1. Princip činnosti

Jede-li s automobil rovně, obě hnaná kola se otáčí stejnou rychlostí, točivý moment se přenáší přes vstupní pastorek a centrální kola mají stejné otáčky jako klec diferenciálu a tím zůstávají boční satelity v klidu. Při zatočení se kola otáčí různou rychlostí a to tak, že vnitřní pomaleji než je vstupní rychlost do diferenciálu, zatímco vnější rychleji a zároveň síla, která je potřebná k zatáčení vnitřního kola, je menší než vstupní a tudíž je nevyužitá síla přenesena z vnitřního kola na vnější. V takové situaci dochází k pohybu satelitů. Ty obíhají a zároveň se i točí na svých čepech. Jedou-li obě hnaná kola auta po silnici, nebo jiném povrchu se stejnou adhezí, tak diferenciál dává točivý moment rovnoměrně na obě kola. Ale jakmile dojde u jednoho z kol ke snížení adheze, tak diferenciál přivádí větší točivý moment na prokluzující kolo a menší na kolo, které je v záběru na pevném povrchu. Pokud se zvýší otáčky motoru, kolo s menší adhezí se otáčí rychleji, ale auto zrychlí jen velmi minimálně anebo vůbec. Proto je lepší například na sněhu, či ledu použít na rozjezd dvojku, nebo trojku, aby kola měla k dispozici malý točivý moment a neproklouzla.

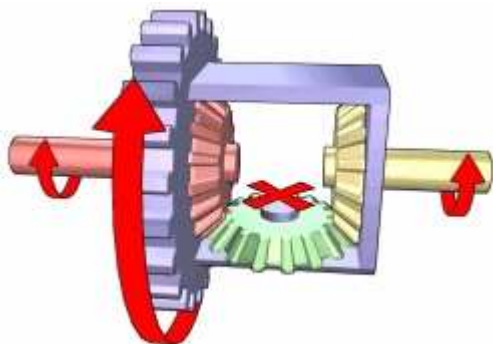
3.1.1. Popis funkce diferenciálu [4]

Zjednodušený model diferenciálu je na obrázcích č.6 a 7. Modře je vybarveno talířové kolo s unašečem satelitů. Toto kolo může být poháněno buď přímým ozubením od sousedního pohonu, jako na obrázku, nebo má kuželový převod od pohonu s kolmým hřídelem. Satelit (zelený) je zde pro zjednodušení nakreslen pouze jeden, byť ve skutečném diferenciálu jsou minimálně dva. Satelit pak zapadá do ozubení dvou planetových kol, přes něž jsou poháněny dvě hřídele. Jedna z hřídelí prochází talířovým kolem, druhá unašečem satelitů.

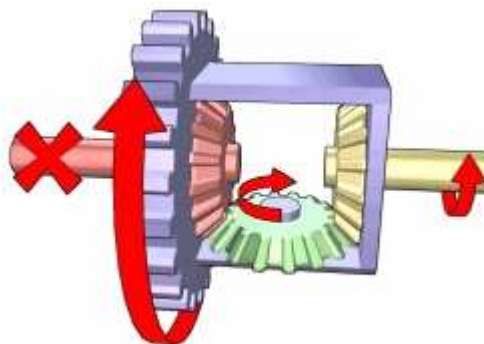
Na obrázku č.6 je vidět funkci diferenciálu při stejných otáčkách výstupních hřídelí. Modře označené talířové kolo pohání přes zeleně označený satelit planetová kola žluté i červené výstupní hřídele. Pokud se obě výstupní hřídele točí stejnou rychlostí, satelit se vůči talířovému kolu neotáčí.

Na obrázku č.7 je levá (červená) hřídel zablokována, zeleně označený satelit se začne otáčet a druhá (žlutá) výstupní hřídel se roztočí dvojnásobnou rychlostí.

Obr.6



Obr.7



4. Parametry převodovky určené k výuce a realizaci výukového modelu a posteru

4.1. Základní informace

Pětistupňová manuálně řazená dvouhřídelová převodovka se zpětným chodem.

V převodovce jsou použita soukolí s čelním ozubením. Na dopředných rychlostech jsou tato kola s šikmým ozubením a u zpětného chodu jsou použity přímé zuby.

Tato převodovka byla použita v automobilu Škoda Fabia 1,4 MPI.

Převodovku poskytla Univerzita Pardubice.

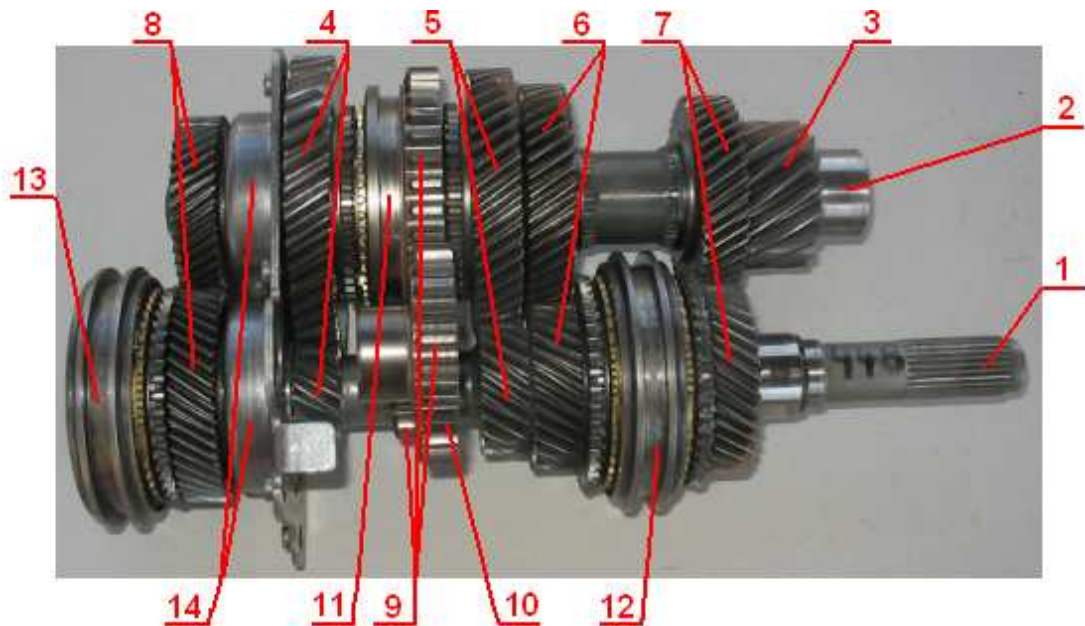
Jde o konvenční typ převodovky, kde je ve společné skříni umístěn zároveň kuželový diferenciál (rozvodovka).

Parametry motoru

- max. výkon 55 kW při 5000 ot/min
- max. kroutící moment 126 Nm při 3800 ot/min

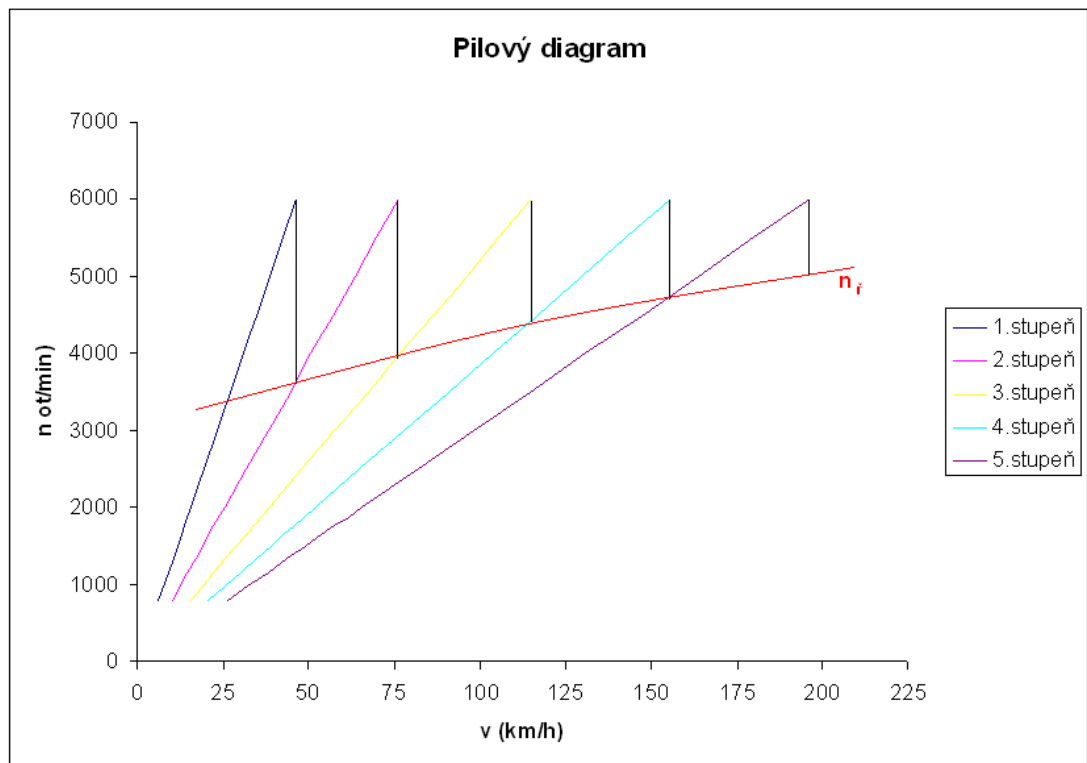
Dynamický poloměr kola $r_d = 274,2$ mm

Obr.9 Vyjmuté hřídele z převodové skříně (tzv. stromečky)



1. vstupní hřídel s drážkováním pro uložení spojkového kotouče, **2.** výstupní hřídel, **3.** pastorek stálého převodu, **4.** soukolí I. rychlostního stupně, **5.** soukolí II. stupně, **6.** soukolí III. stupně, **7.** soukolí IV. stupně, **8.** soukolí V. stupně, **9.** soukolí zpětného chodu, **10.** vložené kolo zpětného chodu, **11.** Synchronizační spojka pro I. a II. rychlostní stupeň, **12.** synchronizační spojka pro III. a IV. rychlostní stupeň, **13.** synchronizační spojka pro V. rychlostní stupeň, **14.** klec ložisek

Graf č.1



Z vytvořeného pilového diagramu lze vyčíst, že se jedná o převodovku s progresivně řazenými rychlostními stupni (červená křivka řadicích otáček).

Tabulka č.1

vstupní hodnoty	I. stupeň	II. stupeň	III. stupeň	IV. stupeň	V. stupeň	zpětný chod	stálý převod
z_1	11	21	31	39	48	11	17
z_2	38	44	43	40	39	24	66
z_3						35	
d_{a1}	35,5	47,35	58,6	66,8	72,5	43,6	
d_{a2}	103,9	92,25	80,8	71	64,9	94,6	
d_{a3}						66,75	
vypočteno							
i	3,455	2,095	1,387	1,026	0,813	3,182	3,882
i_c	13,41231	8,13279	5,384334	3,982932	3,156066	12,35252	

4.2. Určení rozsahu rychlostních stupňů:

Rozsahem rychlostních stupňů R_i rozumíme poměr maximálního celkového převodu mezi motorem a hnacími koly $i_{c \max}$ a minimálního (základního) převodu mezi motorem a hnacími koly $i_{c \min}$ (resp. i_0), tzn.:

$$R_i = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} = \frac{i_{c \max}}{i_0}.$$

Výpočet základního převodu

Při jeho určení vycházíme z maximálních otáček $n_{m \max}$, které má dosahovat motor při jízdě maximální rychlostí, kterou vozidlo na rovině dosáhne v_{\max} .

Z Dynamiky motorových vozidel plyne pro základní (minimální) převod:

$$i_0 = i_{c \max} = 0,377 \cdot \frac{n_{m \max} \cdot r_d}{v_{\max}}$$

r_d dynamický poloměr kola

$n_{m \max}$ maximální otáčky motoru

v_{\max} maximální rychlost

$i_{c \max}$ maximální celkový převod

Maximální rychlost určíme buď z diagramu P-v (obr. 3a), v němž vyneseme křivku jízdních odporů na rovině a výkon na hnacích kolech při maximálních otáčkách motoru ($P_{n \max} \cdot \eta_m$), nebo z diagramu F-v (obr.3b), v němž sestrojíme hyperbolu konstantního výkonu ze vztahu $P_{n \max} \cdot \eta_m = F \cdot v$ a průsečík této hyperboly s křivkou jízdních odporů na rovině udává opět v_{\max} .

Výpočet celkových převodových poměrů:

Celkový převodový poměr získáme vynásobením stálého převodu v rozvodovce a převodu v převodovce, který je měnitelný.

Celkový převod při zvoleném I. rychlostním stupni:

$$i_c = i \cdot i_s = 3,455 \cdot 3,882 = 13,41231$$

i_s stálý převod

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

ω_1 úhlová rychlost ozubeného kola 1

Je poměr, v jakém převody zvyšují hnací moment motoru (bez zřetele na ztráty):

$$i = \text{otáčky hnacího hřídele} / \text{otáčky hnaného hřídele}$$

Převod dopomala znamená:

$$i > 1$$

Převod dorychla znamená:

$$i < 1$$

Maximální celkový převod $i_{c \max}$

a) u silničních vozidel

- z požadované maximální stoupavosti vozidla

$$i_{c \max} = \frac{O_f + O_{s \max}}{F_{m \max}}$$

O_f odpor valení

$O_{s \max}$ odpor do stoupání

$$F_{m \max} = \frac{M_{\max} \cdot \eta_m}{r_d}$$

M_{\max} maximální moment motoru

η_m účinnost motoru

b) u terénních vozidel

-z požadavků minimální rychlosti, kterou se má vozidlo pohybovat při největším převodu a při otáčkách motoru odpovídajících maximálnímu točivému momentu.

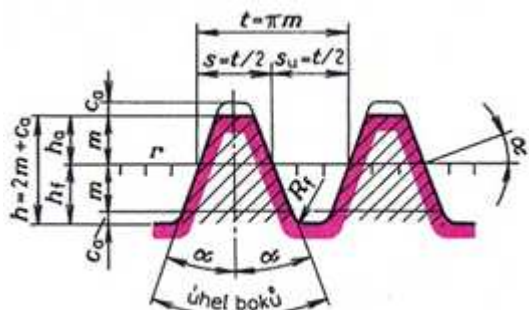
$$i_{c \max} = 0,377 \cdot \frac{n_{M \max} \cdot r_d}{v_{\min}}$$

$n_{M \max}$ otáčky při maximálním točivém momentu motoru

v_{\min} požadovaná minimální rychlost

Geometrické rozměry:

Obr.8 Geometrické rozměry ozubení [5]



Jmenovitý průměr ozubeného kola

$$d_1 = z_1 \cdot m$$

(kolo 1 je často nazýváno pastorkem)

z_1 počet zubů kola 1 ($z_1 > 14$ aby nedocházelo k podřezání zubu)

Návrh modulu:

$$m = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot k_F \cdot M_t \cdot y_F}{\psi \cdot z_1 \cdot \sigma_{FD}}}$$

$$M_t = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ [Nm]}$$

Pmaximální výkon motoru [W]

npočet otáček motoru (při max. výkonu)[s^{-1}]

mmodul (pro obě kola soukolí je stejný)[mm]

pokud vyjde modul jiné než celé číslo, vždy se volí nejbližší vyšší celé číslo.

y_F, k_F tabulkové hodnoty (odečítá se z grafů)

y_F součinitel tvaru zubu

k_F součinitel přídavných zatížení

σ_{FD} dovolené napětí (vychází z materiálu kola-strojnické tabulky)

ψ poměrná šířka kola (8-20)

M_t točivý moment motoru [Nm]

Pozn.:

U každého soukolí je nutno spočítat zvlášť hodnotu modulu!!!

Výpočet modulu pro soukolí I. rychlostního stupně:

$$M_t = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{55000}{2 \cdot \pi \cdot 83,33} = 105 \text{ Nm}$$

$$m = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot k_F \cdot M_t \cdot y_F}{\psi \cdot z_1 \cdot \sigma_{FD}}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,6 \cdot 105 \cdot 2,5}{12 \cdot 11 \cdot 250}} = 2,942 \Rightarrow 3 \text{ mm.}$$

Jmenovitý průměr ozubeného kola na hnacím hřídeli pro I. rychlostní stupeň

$$d_1 = d_{a1} - 2 \cdot m = 35,5 - 6 = 29,5 \text{ mm}$$

(analogicky lze spočítat všechny jmenovité průměry)

Šířka zubu

$$b = b_w = \psi \cdot m$$

b_w pracovní šířka zubu (u obou kol soukolí je stejná)

ψ poměrná šířka kola (8-20)

Průměr hlavové kružnice ozubeného kola

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$$

Průměr patní kružnice ozubeného kola

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot \left(1 + \frac{0,25 \cdot m}{m}\right)$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$$

α úhel záběru

Tloušťka zubu

$$s_1 = s_2 = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

Rozteč

$$p = \pi \cdot m$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha$$

Osová vzdálenost

$$a = a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

a_w pracovní osová vzdálenost

5. Návrh hřídele [2]

Předběžné určení průměrů hřídelů

Při rychlém předběžném návrhu se někdy průměry hřídelů určují z empirických vztahů jako funkce osové vzdálenosti hřídelů A :

- třístupňová převodovka: - hnaný hřídel $d_3 \doteq 0,53A$;
- předlokový h. $d_2 \doteq 0,55A$;
- 4 – 5 stupňová převodovka: - hnací hřídel $d_1 \doteq (0,25 - 0,4)A$;
- hnaný a předlokový hřídel $d_{2,3} \doteq (0,35 - 0,5)A$.

Někdy se průměry hřídelů předběžně určují také jako funkce vzdálenosti podpěr (ložisek) l :

- hnací a předlokový hřídel $d_{1,2} \doteq (0,16 - 0,2)l$;
- hnaný hřídel $d_3 \doteq (0,18 - 0,22)l$.

Podstatně větší průměry než takto navržené mají hřídele výrazně odstupňované, konstruované jako nosníky stálého napětí.

Průměry konců hřídelů se stanovují podle vnitřních kroužků ložisek.

Kontrola namáhání hnacího hřídele na krut

Napětí v krutu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_D$$

M_K kroučící moment [Nm]

W_K průřezový modul v krutu [m³]

materiál hřídele: ocel 12 061.6

$d = 21 \text{ mm}$

$M_K = 126 \text{ Nm}$

$n = 3800 \text{ ot/min} = 63,33 \text{ ot/s}$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 21^3}{16} = 1818,4 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{126000}{1818,4} = 69,3 \text{ MPa}$$

$\tau_{DK} = 200 \text{ MPa}$

$\tau_K \leq \tau_{DK} \Rightarrow$ Napětí v krutu je téměř 3-krát menší než dovolené a materiál tedy vyhovuje na namáhání v krutu.

Kontrola namáhání hnacího hřídele na ohyb:

(Pro výpočet reakcí v ložiscích jsou použity vzorce, které jsou odvozeny z momentových a silových rovnovážných rovnic.)

Napětí v ohybu:

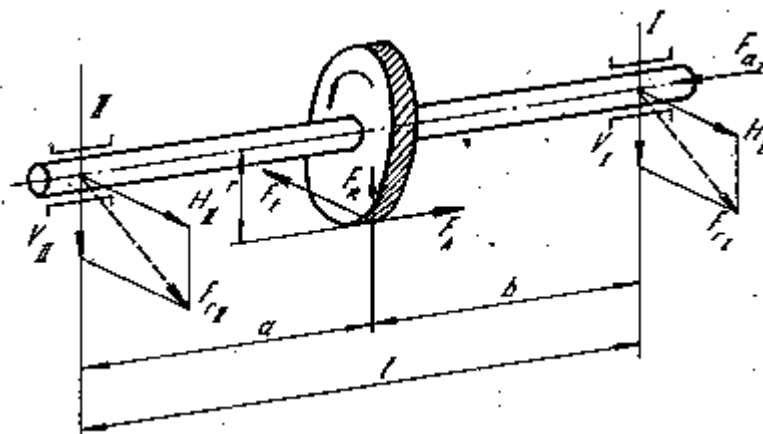
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_D$$

M_o ohybový moment [Nm]

W_o průřezový modul v ohybu [m^3]

σ_D dovolené napětí v ohybu [MPa]

Obr.11 Rozložení sil na hnacím hřídeli



Výpočet reakce v ložisku I

Tečná složka síly

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K \cdot \cos \beta}{z \cdot m} = \frac{2 \cdot 126000 \cdot \cos 50}{31 \cdot 3} = 1741 \text{ N}$$

M_K nejvyšší kroutící moment [Nm]

z počet zubů kola

m modul [mm]

β úhel sklonu zubu

Radiální složka síly

$$F_R = F_t \cdot \frac{\text{tg } \alpha}{\cos \beta} = 1741 \cdot \frac{\text{tg } 20}{\cos 50} = 985,8 \text{ N}$$

α úhel záběru

Axiální složka síly

$$F_A = F_t \cdot \text{tg } \beta = 2074,8 \text{ N}$$

Síla působící na ložisko I ve vertikálním směru

$$V_I = F_R \cdot \frac{a}{l} + F_A \cdot \frac{r}{l} = 985,8 \cdot \frac{78}{134} + 2074,8 \cdot \frac{26,3}{134} = 981 \text{ N}$$

a.....vzdálenost kola od ložiska II

r.....poloměr roztečné kružnice

Síla působící na ložisko I v horizontálním směru

$$H_I = F_t \cdot \frac{a}{l} = 1741 \cdot \frac{78}{134} = 1013,4 \text{ N}$$

Reakce v ložisku I

$$F_{RI} = \sqrt{V_I^2 + H_I^2} = 1410 \text{ N}$$

Síla působící na ložisko II ve vertikálním směru

$$V_{II} = F_R \cdot \frac{b}{l} - F_A \cdot \frac{r}{l} = 985,8 \cdot \frac{56}{134} - 2074,8 \cdot \frac{26,3}{134} = 4,75 \text{ N}$$

a.....vzdálenost kola od ložiska II

r.....poloměr roztečné kružnice

Síla působící na ložisko II v horizontálním směru

$$H_{II} = F_t \cdot \frac{b}{l} = 1741 \cdot \frac{56}{134} = 727,6 \text{ N}$$

Reakce v ložisku II

$$F_{RII} = \sqrt{H_{II}^2 + V_{II}^2} = 727,6 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o\text{ MAX}} = F_{RI} \cdot b = 1410 \cdot 56 = 78\,960 \text{ Nmm}$$

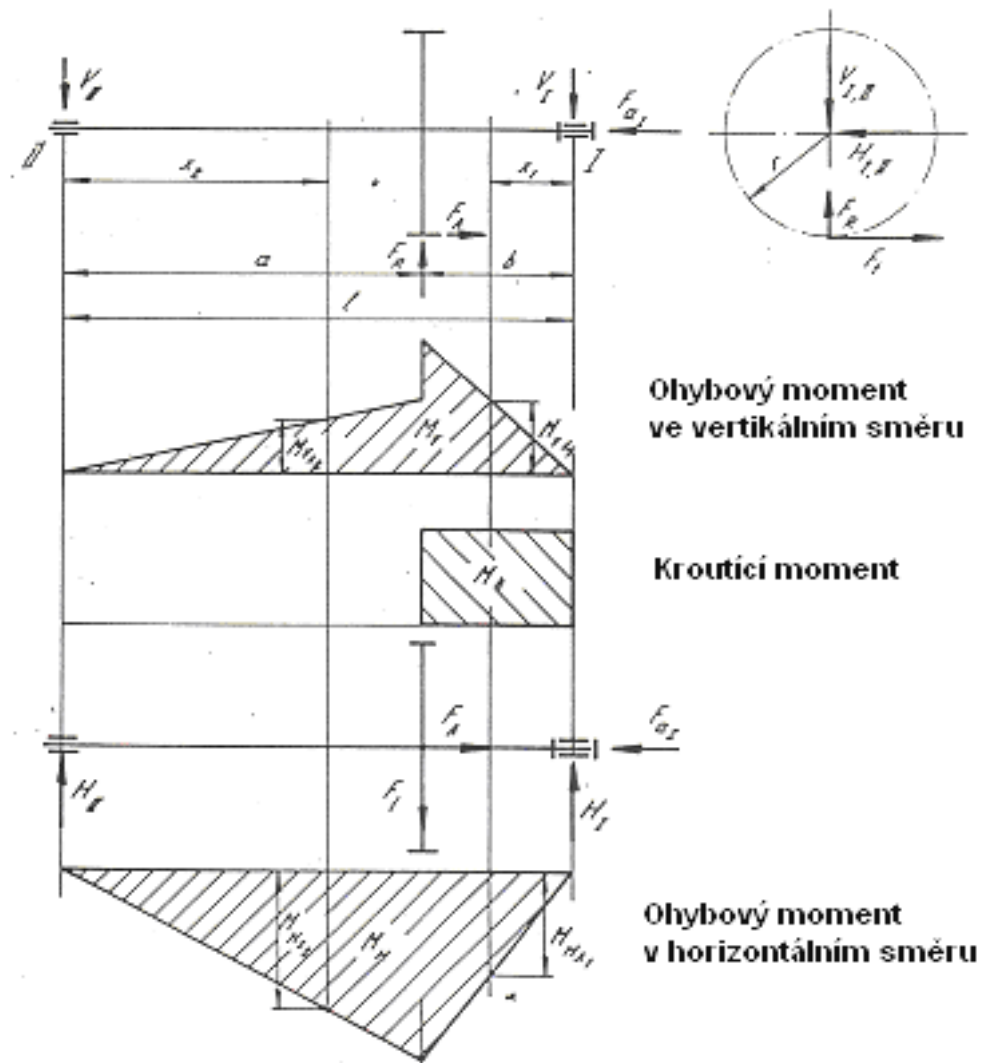
Průřezový modul v ohybu pro hřídel (strojnické tabulky)

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 21^3}{32} = 909,197 \text{ mm}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{78960}{909,197} = 86,8 \text{ MPa}$$

Obr.12 Grafické znázornění velikosti momentů na hřídeli



Hypotéza HMH

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_K^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{86,8^2 + 3 \cdot 69,3^2} = 148,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

Kontrola hřídelí na tuhost

Ohybová deformace nepříznivě ovlivňuje záběr ozubených kol, ohrožuje jejich trvanlivost a hlučnost. Průhyb v rovině procházející osami hřídelů (svislá rovina) má rozhodující vliv a má právě vliv na zmíněnou hlučnost a životnost. V rovině kolmé (vodorovné) má průhyb vliv na nerovnoměrné rozložení sil po šířce zubů. (Pozn.: pro stanovení kvadratického momentu setrvačnosti se vychází ze středního průměru drážkování). U stupňovitých hřídelů je třeba použít Maxwell-Mohrovy početní metody nebo graficko-analytické metody Mohrovy.

Průhyb kteréhokoliv hřídele v místě kola nemá být větší než:

- (0,05 – 0,1) mm v rovině os hřídelů;
- (0,1 – 0,15) mm v rovině kolmé k osám (vodorovné)

Celkový průhyb hřídele v kterémkoliv místě a rozdíl vzdálenosti hřídelů nemá být větší než 0,2 mm.

Sklon průhybové čáry v rovině os hřídelů ani v rovině k ní kolmé nemá být v místě kol větší než 0,002 radiánů.

Závěr

Hlavním účelem této práce bylo vytvoření přehledu o převodovkách silničních vozidel a následná realizace posteru. Z posteru by měly být jasné základní výpočty převodovky. Dále lze z posteru snadno pochopit funkce kuželového diferenciálu a synchronizační spojky, která je užitá v převodovce výukového modelu.

Výukový panel by měl sloužit jako návod k jednoduchým výpočtům převodovky.

Použitá literatura

[1] Vlk, František: *Převody motorových vozidel*. Brno 2006. (371str.) 1. vydání, ISBN 80-239-6463-1

[2] Leinveber, Jan: *Strojnické tabulky*. Praha 2000. (985str.) 3. doplněné vydání, ISBN 80-7183-164-6

[3] Novotný, Ivan: *Diferenciál jak vlastně funguje?* 10.12. 2006 [cit. 2009–05–11]. Dostupné z WWW:

<http://www.autorevue.cz/default.aspx?section=48&server=1&article=10425>

[4] Diferenciál (Mechanika) [cit. 2009–05–11]. Dostupné z WWW:

[http://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_\(mechanika\)](http://cs.wikipedia.org/wiki/Diferenci%C3%A1l_(mechanika))

[5] Gruber, Josef: *Převody ozubenými koly*. 2006/2007 [cit. 2009–05–11]. Dostupné z WWW:

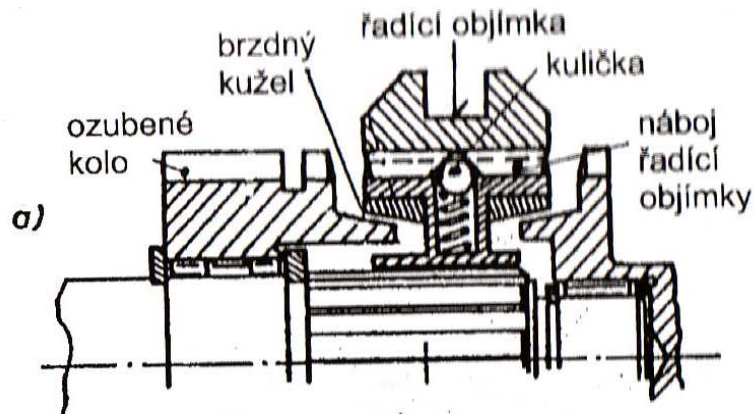
http://www.spstr.pilsedu.cz/osobnistranky/josef_gruber/prezent/12ozub.pps

Přílohy

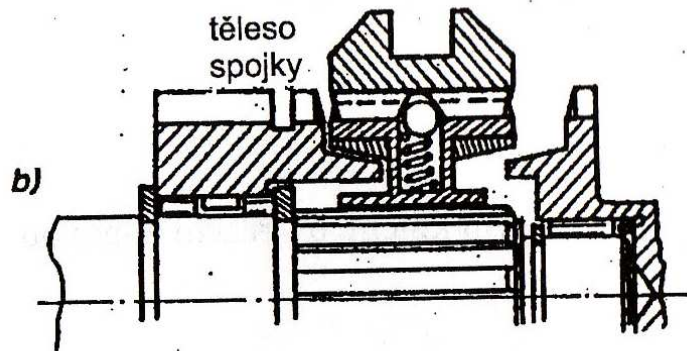
Obrázky

Obr. 3 Synchronizační spojka s pružně omezenou silou:

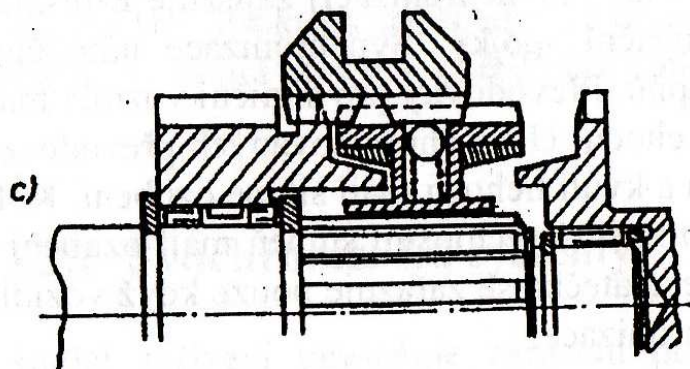
a) volná poloha:



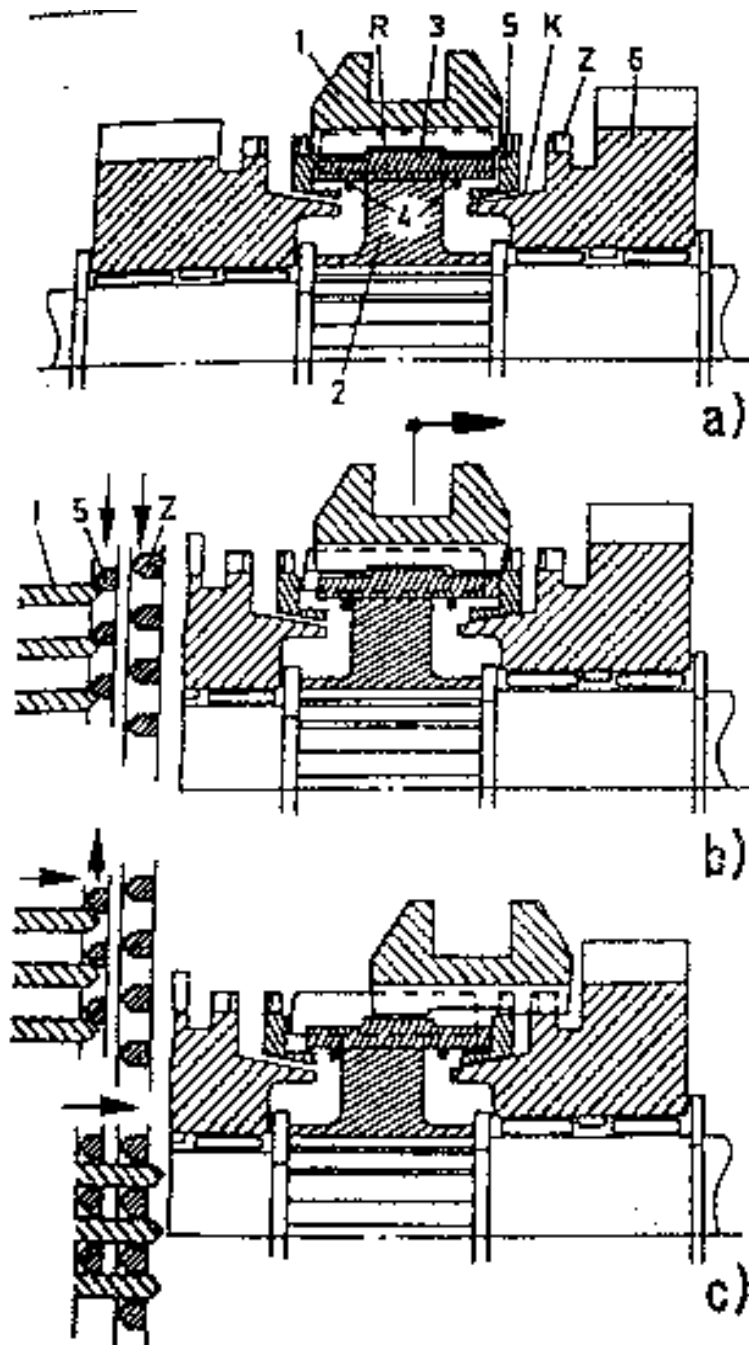
b) synchronizace:



c) zařazení převodového stupně:



Obr.4 Jištěná synchronizace s clonícím kroužkem (použita u výukového modelu)



- a) volná poloha
- b) synchronizace
- c) zařazení převodového stupně

1-objímka řadící spojky; **2**-jádro řadící spojky; **3**-jistící tělíška; **4**-pružné jistící kroužky; **5**-clonící kroužek; **6**-ozubené kolo

K-třecí kužel; **Z**-unášecí ozubení; **R**-prstencová drážka

Tabulky

Tabulka č.2 Vstupní hodnoty pilového diagramu:

1. stupeň	min ⁻¹		km/h
n ₁	800	v ₁	6,162611
n ₂	1500	v ₂	11,5549
n ₃	2000	v ₃	15,40653
n ₄	2500	v ₄	19,25816
n ₅	3000	v ₅	23,10979
n ₆	3500	v ₆	26,96142
n ₇	4000	v ₇	30,81305
n ₈	4500	v ₈	34,66469
n ₉	5000	v ₉	38,51632
n ₁₀	5500	v ₁₀	42,36795
n ₁₁	6000	v ₁₁	46,21958

2. stupeň	min ⁻¹		km/h
n ₁	800	v ₁	10,16316
n ₂	1500	v ₂	19,05593
n ₃	2000	v ₃	25,4079
n ₄	2500	v ₄	31,75988
n ₅	3000	v ₅	38,11185
n ₆	3500	v ₆	44,46383
n ₇	4000	v ₇	50,8158
n ₈	4500	v ₈	57,16778
n ₉	5000	v ₉	63,51975
n ₁₀	5500	v ₁₀	69,87173
n ₁₁	6000	v ₁₁	76,2237

3. stupeň	min ⁻¹		km/h
n ₁	800	v ₁	15,35099
n ₂	1500	v ₂	28,7831
n ₃	2000	v ₃	38,37747
n ₄	2500	v ₄	47,97184
n ₅	3000	v ₅	57,56621
n ₆	3500	v ₆	67,16057
n ₇	4000	v ₇	76,75494
n ₈	4500	v ₈	86,34931
n ₉	5000	v ₉	95,94368
n ₁₀	5500	v ₁₀	105,538
n ₁₁	6000	v ₁₁	115,1324

4. stupeň	min ⁻¹		km/h
n ₁	800	v ₁	20,75226
n ₂	1500	v ₂	38,91049
n ₃	2000	v ₃	51,88065
n ₄	2500	v ₄	64,85082
n ₅	3000	v ₅	77,82098
n ₆	3500	v ₆	90,79115
n ₇	4000	v ₇	103,7613
n ₈	4500	v ₈	116,7315
n ₉	5000	v ₉	129,7016
n ₁₀	5500	v ₁₀	142,6718
n ₁₁	6000	v ₁₁	155,642

5. stupeň	min ⁻¹		km/h
n ₁	800	v ₁	26,1892
n ₂	1500	v ₂	49,10475
n ₃	2000	v ₃	65,473
n ₄	2500	v ₄	81,84125
n ₅	3000	v ₅	98,20951
n ₆	3500	v ₆	114,5778
n ₇	4000	v ₇	130,946
n ₈	4500	v ₈	147,3143
n ₉	5000	v ₉	163,6825
n ₁₀	5500	v ₁₀	180,0508
n ₁₁	6000	v ₁₁	196,419

Tabulka č.3 Oceli pro výrobu hřídel:

Ocel ČSN	Pevnost v tahu R_m (MPa)	Mez kluzu v tahu $R_e(R_p0,2)$	Mez kluzu ve smyku R_{es} (MPa)	Mez únavy tah – tlak σ_c (MPa)	Mez únavy v ohybu σ_{ca} (MPa)	Mez únavy v krutu τ_{ca} (MPa)
11 423.0	420	250	160	150	200	130
11 500.0	500	280	180	180	240	150
11 600.0	600	330	210	220	280	170
11 700.0	700	360	230	240	300	185
12 010.0	450	280	180	200	235	150
12 020.0	500	300	195	220	245	155
12 030.6	550	300	195	200	240	150
12 040.6	600	330	210	210	270	160
12 050.1	660	340	220	220	280	170
12 050.6	700	390	250	240	310	185
12 061.1	680	380	245	230	290	180
12 061.6	750	420	270	260	330	200
13 240.6	880	550	355	300	390	230
14 140.7	950	800	520	350	430	250
14 220.2	700	500	325	300	370	230
14 240.6	800	520	335	300	360	210
15 230.6	950	750	480	350	400	230
15 230.7	1 050	800	520	370	450	265
15 241.6	800	600	390	300	380	220
15 260.6	850	650	420	320	400	230
15 260.7	950	750	485	350	450	250
16 220.3	900	600	390	360	450	260
16 420.3	950	700	450	360	450	260
16 440.7	950	800	520	380	470	270