



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

**Katedra konstruování
strojů**
Fakulta strojní

KKS/KVS, KOS

Hlavní pohon - příklady

Zdeněk Hudec



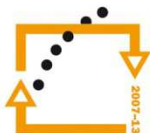
evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE
DO ROZVOJE
VZDĚLÁVÁNÍ

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

verze - 1.0

Tento projekt je spolufinancován Evropským sociálním fondem
a státním rozpočtem České republiky

Hledáte kvalitní studium?

Nabízíme vám jej na Katedře konstruování strojů

Katedra konstruování strojů je jednou ze šesti kateder Fakulty strojní na Západočeské univerzitě v Plzni a patří na fakultě k největším. Fakulta strojní je moderní otevřenou vzdělávací institucí uznávanou i v oblasti vědy a výzkumu uplatňovaného v praxi.

Katedra konstruování strojů disponuje moderně vybavenými laboratořemi s počítačovou technikou, na které jsou např. studentům pro studijní účely neomezeně k dispozici nové verze předních CAD (Pro/Engineer, Catia, NX) a CAE (MSC Marc, Ansys) systémů. Laboratoře katedry jsou ve všední dny studentům plně k dispozici např. pro práci na semestrálních, bakalářských či diplomových pracích, i na dalších projektech v rámci univerzity apod.

Kvalita výuky na katedře je úzce propojena s celouniverzitním systémem hodnocení kvality výuky, na kterém se průběžně, zejména po absolvování jednotlivých semestrů, podílejí všichni studenti.

V současné době probíhá na katedře konstruování strojů významná komplexní inovace výuky, v rámci které mj. vznikají i nové kvalitní učební materiály, které budou v nadcházejících letech využívány pro podporu výuky. Jeden z výsledků této snahy máte nyní ve svých rukou.

V rámci výuky i mimo ni mají studenti možnost zapojit se na katedře také do spolupráce s předními strojírenskými podniky v plzeňském regionu i mimo něj. Řada studentů rovněž vyjíždí na studijní stáže a praxe do zahraničí.

Nabídka studia na katedře konstruování strojů:

Bakalářské studium (3roky, titul Bc.)		
Studijní program	B2301: strojní inženýrství („zaměřený univerzitně“)	B2341: strojírenství (zaměřený „profesně“)
Zaměření	Stavba výrobních strojů a zařízení Dopravní a manipulační technika	Design průmyslové techniky Diagnostika a servis silničních vozidel Servis zdravotnické techniky
Magisterské studium (2roky, titul Ing.)		
Studijní program	N2301: Strojní inženýrství	
Zaměření	Stavba výrobních strojů a zařízení Dopravní a manipulační technika	

Více informací naleznete na webech www.kks.zcu.cz a www.fst.zcu.cz

Západočeská univerzita v Plzni, 2012

ISBN 978-80-261-0391-2

© doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.

Předmluva

Předkládaná publikace slouží jako text pro studium předmětů KVS a KOS strojní fakulty. Zaměřuje se na konstrukci hlavních pohonů obráběcích strojů s regulačním motorem a se stupňovou změnou otáček.

Text je členěn na tři kapitoly:

- Charakteristika pohonu se stupňovou změnou otáček vybaveného regulačním pohonem - popisuje funkční strukturu a určuje charakteristické parametry pohonu.
- Konstrukce převodovky pohonu - popisuje vytváření třístupňové a dvoustupňové převodovky
- Tuhost pohonu – uvádí způsob výpočtu a opatření pro zvyšování tuhosti pohonu

Výpočty součástí pohonu (hřídele, ložiska, převodové prvky) se provádí programem PREV.

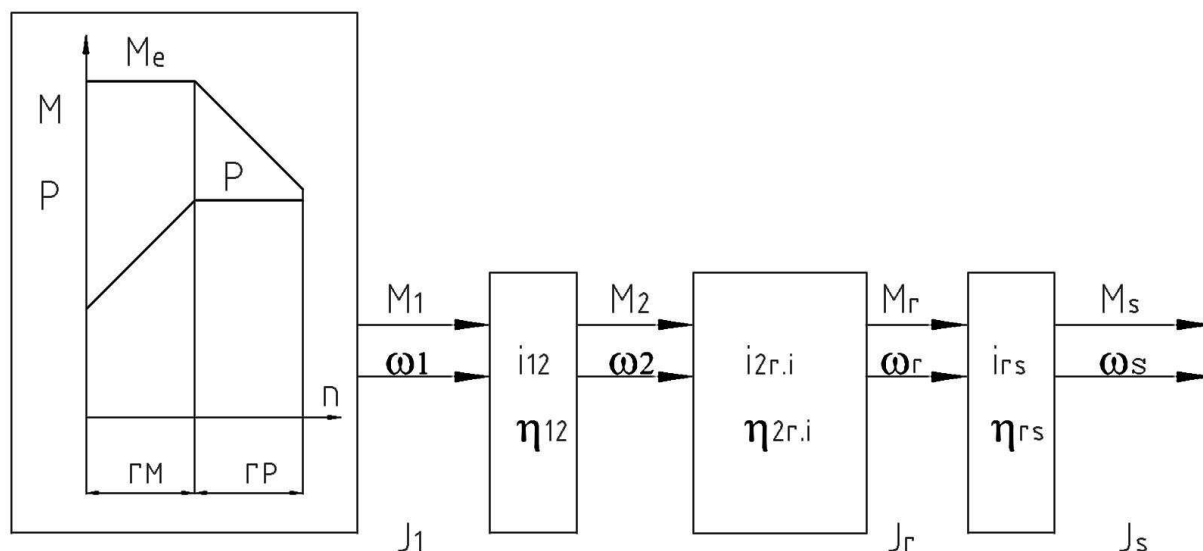
OBSAH

1	Charakteristika pohonu se stupňovou změnou otáček opatřeného regulačním motorem.....	1
1.1	Funkční struktura	1
1.2	Charakteristické parametry na vřetenu (Obr. 2).....	2
1.3	Charakteristické parametry motoru (Obr. 3).....	3
1.4	Určení počtu stupňů převodovky (p)	3
1.5	Stanovení parametrů převodovky	5
2	Konstrukce převodovky pohonu	23
2.1	Třístupňová převodovka	23
2.1.1	Otáčkový diagram a kinematické schéma	23
2.1.2	Kinematické vztahy	29
2.1.3	Stanovení finálního a vstupního převodu.....	31
2.1.4	Stanovení dílčích převodů a celkového převodu 2. stupně	35
2.1.5	Stanovení dílčích převodů 1. stupně	38
2.1.6	Charakteristické parametry	41
2.1.7	Zatěžovací stavy na jednotlivých souhmotích	43
2.1.8	Zpracování návrhu převodovky:	53
2.2	Dvoustupňová převodovka.....	61
2.2.1	Otáčkový diagram a kinematické schéma:	61
2.2.2	Kinematické vztahy:	66
3	Tuhost pohonu	70
3.1	Torzní tuhost pohonu a translační tuhost na břitu nástroje:	70
3.2	Struktura torzní tuhosti pohonu:	74
3.3	Opatření pro zvyšování tuhosti pohonu:	89
	SEZNAMY	97
	Seznam tabulek	97
	Seznam příkladů	97
	Seznam obrázků	98
	Seznam použité literatury	99
	Firemní literatura (katalogy, www.).....	99
	Publikace	99
	Přílohy	100

1 Charakteristika pohonu se stupňovou změnou otáček opatřeného regulačním motorem

Řešení pohonného mechanismu se v současné praxi redukuje na konstrukci se třemi případně se dvěma stupni. U menších výkonů, kde je větší regulační rozsah motoru, se provádí převodovka bez stupňové změny otáček. Čtyřstupňový pohonný systém lze výhodně použít pouze při rekonstrukci více stupňových mechanismů.

1.1 Funkční struktura



Obr. 1 - Blokové schéma mechanismu hlavního pohonu

Mechanismus slouží pro transformaci energie a informací. Skládá se ze vstupní části - (servomotor, vstupní převod i_{12}), stupňového převodu mezi vstupem a výstupem $i_{2r.i}$ a výstupní části (převodu i_{rs} na vřeteno). Je řízen v rychlostní vazbě – regulační charakteristika je rozdělena na pásmo r_M (při konstantním momentu) a r_P (při konstantním výkonu).

Na Obr. 1 jsou použity tyto veličiny:

- M_1 ... moment motoru
- ω_1 úhlová rychlost motoru
- φ_1 úhlové natočení motoru
- M_r moment na vstupu finálního členu mechanismu
- ω_r úhlová rychlost na vstupu finálního členu mechanismu
- M_s moment na výstupní části mechanismu
- ω_s úhlová rychlost výstupní části mechanismu
- i_{12} vstupní převod mechanismu mezi motorem a finálním členem (vstupní převod)
- η_{12} ... účinnost mechanismu vstupního převodu
- $i_{2r.i}$ převod mechanismu i-tého stupně mezi vstupním převodem a finálním převodem
- $\eta_{2r.i}$... účinnost mechanismu i-tého stupně mezi motorem a finálním členem
- i_{rs} finální převod mechanismu
- η_{rs} účinnost finálního členu mechanismu

1.2 Charakteristické parametry na vřetenu (Obr. 2)

P výkon

M_L ... max. (omezný) krouticí moment

n_L jmenovité otáčky při omezném momentu (jsou určeny hodnotami P a M_L)

n_{Mp} ... max. otáčky při nejvyšším převodovém stupni (p):

a_M přípustný pokles výkonu mezi stupni ($i+1, i$) -max. hodnota $a_M = 1,26$ je určena normou, někdy se požaduje překrytí tj. $a_M < 1$.

Skutečné poklesy výkonu mezi stupni ($i+1, i$) vyplývají z dalších vztahů - např. pro pokles výkonu mezi stupněm 2 a 1 (Obr. 2) pro regulaci otáček při konstantním momentu M_{e2} :

$$P = M_{e2} * \omega_{e2} \dots\dots\dots (1)$$

$$P_{2,1} = M_{e2} * \omega_{M1} \dots\dots\dots (2)$$

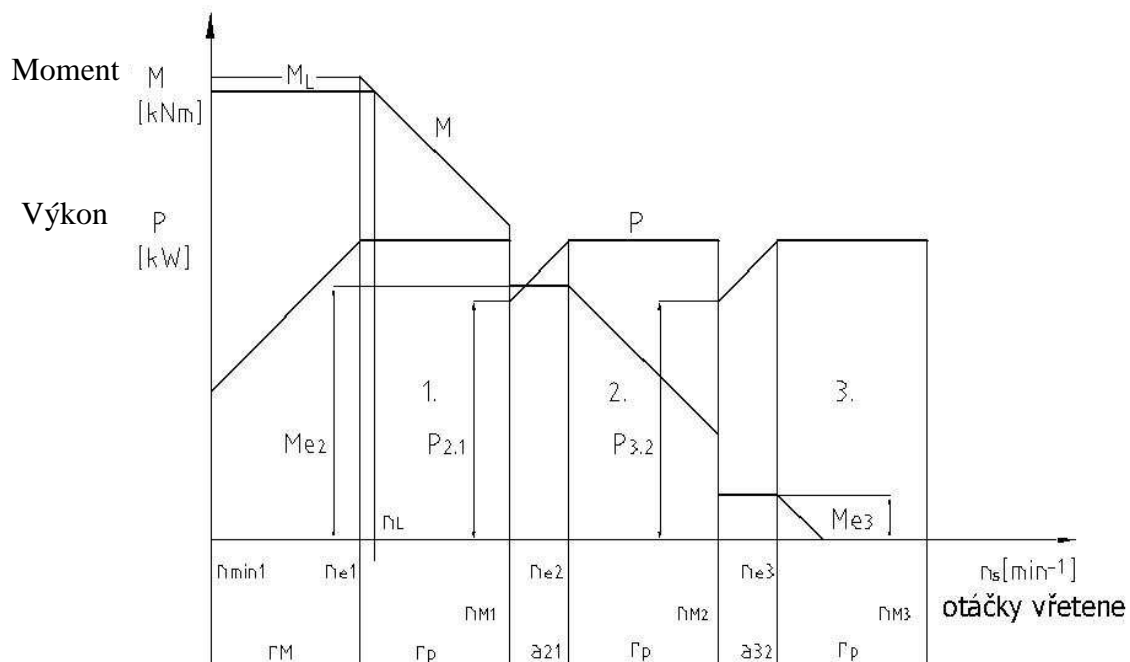
Z těchto vztahů pak plyne:

$$a_{21} = \frac{P}{P_{2,1}} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} \dots\dots\dots (3)$$

Pro pokles mezi stupni $i+1, i$, pro $i = 1, 2 \dots p-1$:

$$a_{i+1,i} = \frac{P}{P_{i+1,i}} = \frac{n_{ei+1}}{n_{Mi}} \dots\dots\dots (4)$$

T_c ...doba běhu hlavního pohonu



Obr. 2 - Výkon, moment - otáčky vřetene

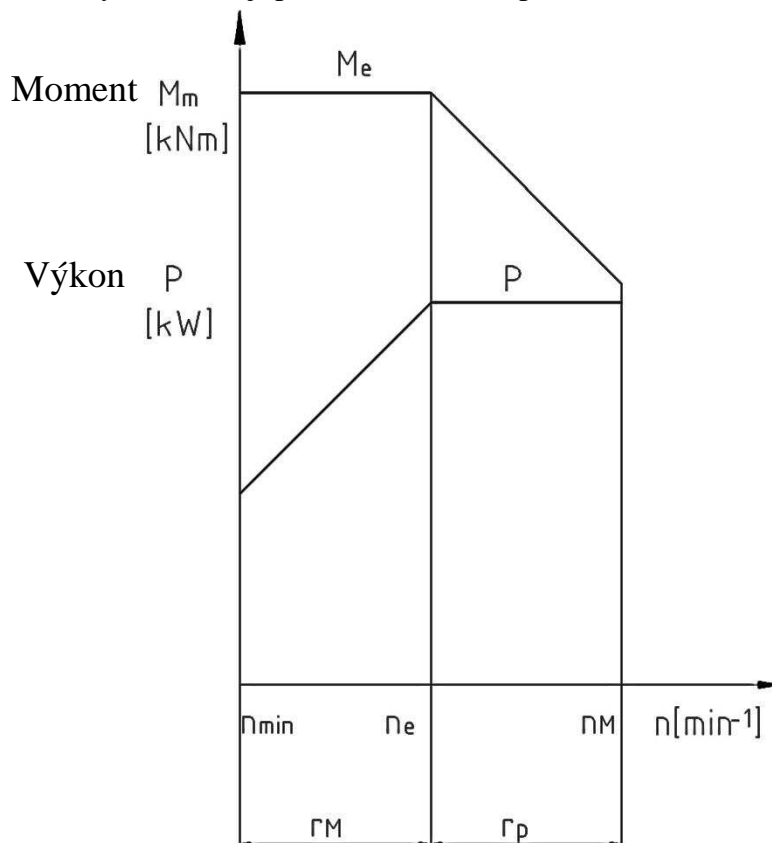
1.3 Charakteristické parametry motoru (Obr. 3)

V katalogu výrobce motorů je stanoveno [3], [13]:

- výkon P
- jmenovité otáčky n_e
- max. otáčky n_M
- regulační rozsah motoru při konstantním výkonu:

$$r_p = \frac{n_M}{n_e} \dots \dots \dots (5)$$

- regulační rozsah motoru při konstantním momentu $r_M = n_e / n_{min}$ – obvykle není v katalogu uveden, lze spolehlivě dosáhnout $r_M = 3$. Tato hodnota určuje minimální otáčky vřetene při 1. převodovém stupni - je pro většinu technologických operací stroje postačující. Pro další výpočet počtu stupňů převodovky není proto významná. Nižší otáčky se dosahují pomocí zvláštního posuvového mechanismu tzv. osy C.



Obr. 3 - Výkon, moment - otáčky motoru

1.4 Určení počtu stupňů převodovky (p)

$$P * \eta_{1s,1} = M_L * \omega_L \dots \dots \dots (6)$$

$$\eta_{1s,1} = \eta^5 \dots \dots \dots (7)$$

Kde je:

- $\eta_{1s,1}$ odhad účinnosti 1. převodového stupně
- η účinnost záběru ozubených kol

$$\omega_L = 2 * \pi * n_L \dots \dots \dots (8)$$

Po dosazení vyplývají:

- otáčky vřetene při omezném momentu:

$$n_L = \frac{P * \eta_{1s.1}}{2 * \pi * M_L} \dots \dots \dots (9)$$

Při počátečním návrhu počtu stupňů převodovky předpokládáme:

- jmenovité otáčky vřetene 1. převodového stupně n_{e1} při jmenovitých otáčkách motoru:

$$n_{e1} = n_L \dots \dots \dots (10)$$

- max. pokles výkonu mezi stupni:

$$a_{i,i-1} = a_M = 1,26 \dots \dots \dots (11)$$

Max. otáčky při nejvyšším stupni (p) jsou pak dány vztahem odvozeným z Obr. 2:

$$n_{Mp} = r_p^p * a^{p-1} * n_{e1} \dots \dots \dots (12)$$

Z tohoto vztahu vyplývá počet stupňů (p):

$$p = \frac{\log\left(\frac{n_{Mp}}{n_{e1}} * a\right)}{\log(r_p * a)} \dots \dots \dots (13)$$

Toto číslo se zaokrouhlí na nejbližší vyšší celé číslo p

Ze vztahu (1 - 10) se odvodí výraz pro průměrný mezistupňový pokles výkonu (a) při (p) stupních:

$$a = \left(\frac{n_{Mp}}{n_{e1} * r_p^p} \right)^{\frac{1}{p-1}} \dots \dots \dots (14)$$

Př.: 1- Hlavní pohon soustruhu - počet stupňů.

Dáno:

Motor z katalogu [3]:	Siemens 1PH7-224-NF-0: $P = 100 \text{ kW}$ $n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$ $n_M = 4\,500 \text{ min}^{-1}$ $r_p = 3$
Účinnost záběru jednoho páru kol	$\eta = 0,98$
Maximální otáčky vřetene při nejvyšším stupni (p)	$n_{Mp} = 400 \text{ min}^{-1}$
Omezný moment na vřetenu	$M_L = 80 \text{ kNm}$
Mezistupňový pokles výkonu	$a = 1,26$
Výkon na vřetenu	$P \approx P_m = 100 \text{ kW}$

Stanovit:

- počet stupňů

$$Z \eta_{1s.1} = \eta^5 \dots \dots \dots (7):$$

$\eta_{1s.1} = 0,9$

$$Z \quad n_L = \frac{P * \eta_{1s.1}}{2 * \pi * M_L} \dots\dots\dots :$$

$n_L = 12,3 \text{ min}^{-1}$

Za předpokladu $n_{el} = n_L \dots\dots\dots :$

$n_{el} = 12,3 \text{ min}^{-1}$

$$Z \quad p = \frac{\log\left(\frac{n_{Mp}}{n_{el}} * a\right)}{\log(r_p * a)} \dots\dots\dots :$$

$p = 2,89$ volba $p = 3$

1.5 Stanovení parametrů převodovky

Převod i - tého stupně je dán vztahem:

$$i_i = \frac{\omega_1}{\omega_{si}} = i_{12} * i_{2r.i} * i_{rs} \dots\dots\dots (15)$$

$$\omega_1 = 2 * \pi * n_1 \dots\dots\dots (16)$$

Otáčky na vřetenu při zařazení i - tého stupně jsou pak dány:

$$n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \dots\dots\dots (17)$$

Účinnost i - tého stupně je dán vztahem:

$$\eta_i = \eta_{12} * \eta_{2r.i} * \eta_{rs} \dots\dots\dots (18)$$

Moment na vřetenu se následně stanoví pomocí vztahů:

$$M_1 * \omega_1 * \eta_i = M_{si} * \omega_{si} \dots\dots\dots (19)$$

S dosazením $i_i = \frac{\omega_1}{\omega_{si}} = i_{12} * i_{2r.i} * i_{rs} \dots\dots\dots (15) \dots$ se

stanoví:

$$M_{si} = M_1 * i_i * \eta_i \dots\dots\dots (20)$$

Kde je:

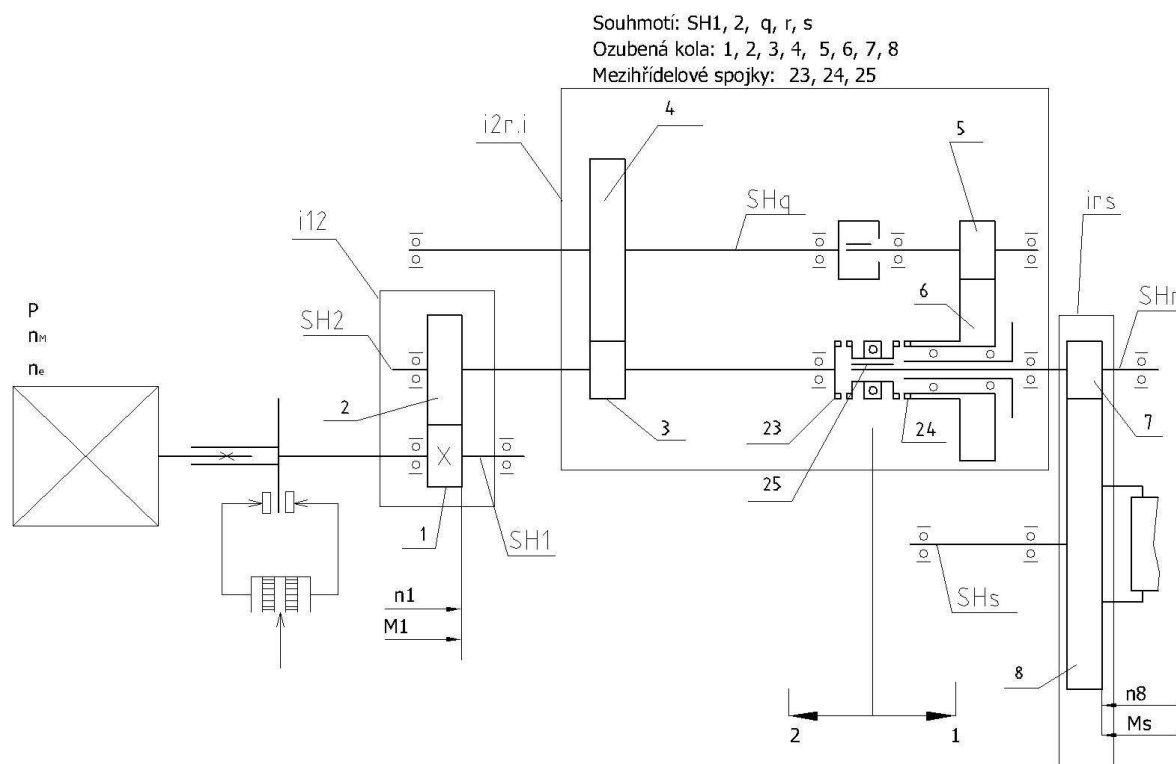
$$M_1 = \frac{P}{\omega_1} \dots\dots\dots (21)$$

Př.: 2 - Hlavní pohon soustruhu - var. A - stanovení výstupních parametrů

Dáno:

Motor z katalogu:	Siemens 1PH7-167-: $P = 37 \text{ kW}$
-------------------	---

	$n_e = 1\,500\text{ min}^{-1}$ $n_M = 6\,500\text{ min}^{-1}$ $r_p = 4,33$
Počty zubů kol převodovky	$z_1 = 20$ $z_2 = 23$ $z_3 = 23$ $z_4 = 51$ $z_5 = 26$ $z_6 = 48$ $z_7 = 45$ $z_8 = 82$
Účinnost záběru zubů	$\eta = 0,98$
Počet stupňů převodovky	2



Obr. 4 - Hlavní pohon - var. A (řazení spojkou) - kinematické schéma

Stanovit:

- převodový poměr v jednotlivých stupních: i_1, i_2
- maximální otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních: n_{sM1}, n_{sM2}
- jmenovité otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních: n_{se1}, n_{se2}
- maximální moment na vřetenu v jednotlivých stupních: M_{e1}, M_{e2}

Identifikace motoru a vřetene na kinematickém schématu (viz Obr. 4)

Určení vstupního (i_{12}) a finálního (i_{rs}) převodu (viz Obr. 4):

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{rs} = \frac{z_8}{z_7}$$

$i_{12} = 1,15$

$i_{rs} = 1,822$

Určení převodů mezi vstupním a finálním převodem (viz Obr. 4):

- 2. stupeň: spojka vlevo: (23) spojena s (25) tj.:

$i_{2r.2} = 1$

- 1. stupeň: spojka vpravo: (24) spojena s (25) tj.:

$$i_{2r.1} = \frac{z_4}{z_3} * \frac{z_6}{z_5}$$

$i_{2r.1} = 4,09$

Převodový poměr v jednotlivých stupních:

Z (15) pro $i = 1, 2$:

$$i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs} \dots \dots \dots (22)$$

$$i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs} \dots \dots \dots (23)$$

$i_1 = 8,578$

$i_2 = 2,096$

Maximální otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních:

$$Z \quad n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \dots \dots \dots (17) \text{ se stanoví:}$$

pro $n_1 = n_M$:

- max. otáčky 1. stupně:

$$n_{sM1} = \frac{n_M}{i_1}$$

$n_{sM1} = 757,7 \text{ min}^{-1}$

- max. otáčky 2. stupně:

$$n_{sM2} = \frac{n_M}{i_2}$$

$n_{sM2} = 3 \ 102 \text{ min}^{-1}$

Jmenovité otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních:

pro $n_1 = n_e$:

- jmenovité otáčky 1. stupně:

$$n_{se1} = \frac{n_e}{i_1}$$

$n_{se1} = 174,8 \text{ min}^{-1}$

- jmenovité otáčky 2. stupně:

$$n_{se2} = \frac{n_e}{i_2}$$

$n_{se2} = 715,8 \text{ min}^{-1}$

Účinnost převodu v jednotlivých stupních dle Obr. 4:

$$\sum \eta_i = \eta_{12} * \eta_{2r.i} * \eta_{rs} \dots\dots\dots (18):$$

$$\eta_1 = \eta * \eta^2 * \eta$$

$$\eta_2 = \eta^2$$

$\eta_1 = 0,922$

$\eta_2 = 0,96$

Maximální moment na vřetenu v jednotlivých stupních:

$$\sum M_1 = \frac{P}{\omega_1} \dots\dots\dots (21) \text{ po dosazení}$$

$n_1 = n_e$ se stanoví jmenovitý moment motoru:

$M_1 = M_e = 235,5 Nm$

$$\sum M_{si} = M_1 * i_i * \eta_i \dots\dots\dots (20) \text{ se pak stanoví max. momenty 1. a 2. stupně:}$$

$$M_{e1} = M_1 * i_1 * \eta_1$$

$$M_{e2} = M_1 * i_2 * \eta_2$$

$M_{e1} = 1 864 Nm$

$M_{e2} = 455,3 Nm$

Výsledky jsou zobrazeny na

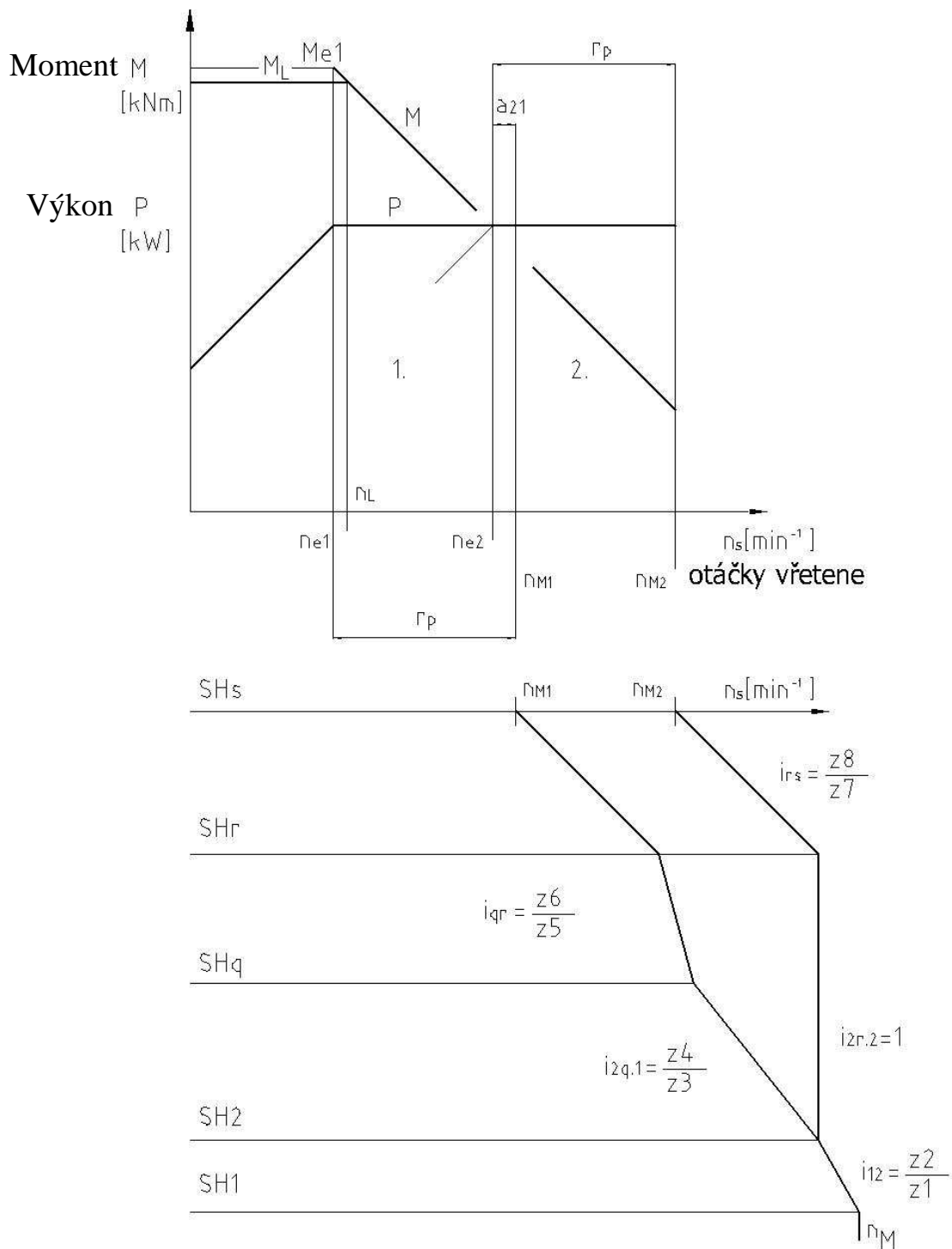
Obr. 5.

Pokles výkonu mezi 1. a 2. stupněm se odvodí ze vztahu:

$$a_{21} = \frac{P}{P_{2,1}} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} \dots\dots\dots (3)$$

$a_{21} = 0,94$

Hodnota $a_{21} < 1$ tj. k poklesu výkonu mezi stupni nedochází - je to tzv. překrytí – zřejmé z Obr. 5.

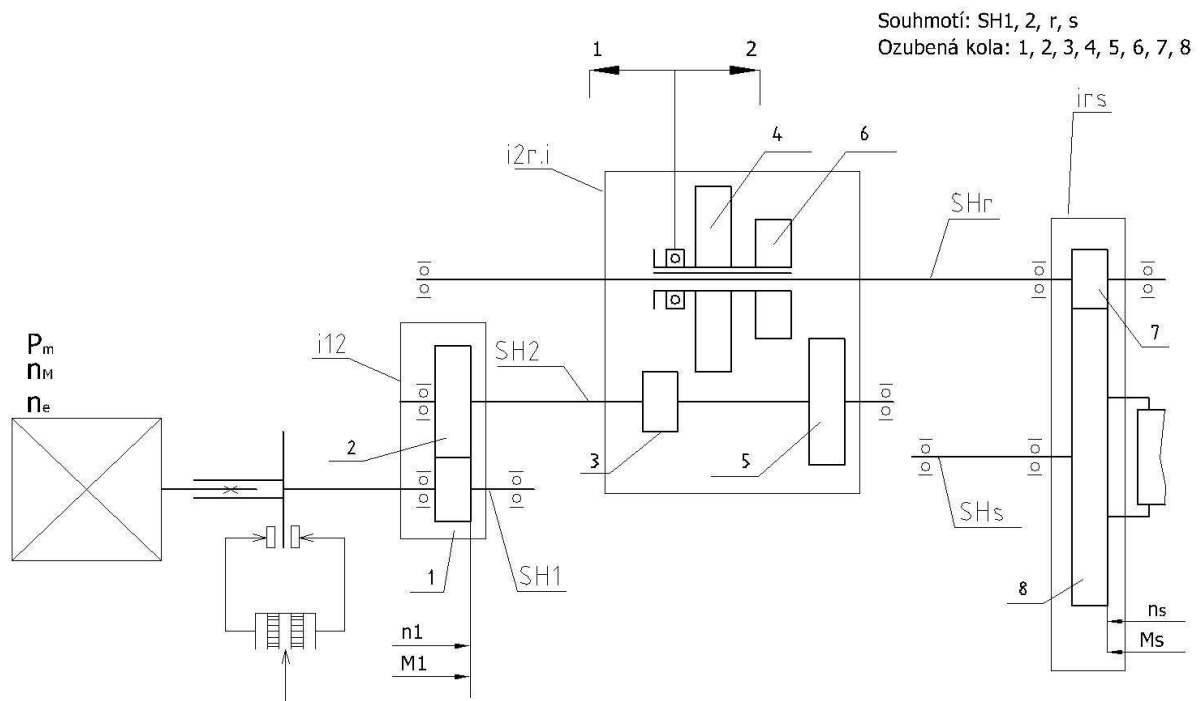


Obr. 5 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 4)

Př.: 3 - Hlavní pohon soustruhu - var. B - stanovení výstupních parametrů - úprava kin. schématu

Dáno:

Motor z katalogu [3] :	Siemens1PH7-167-: $P = 37 \text{ kW}$ $n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$ $n_M = 6\,500 \text{ min}^{-1}$ $r_p = 4,33$
Počty zubů kol převodovky	$z_1 = 20$
	$z_2 = 23$
	$z_3 = 23$
	$z_4 = 61$
	$z_5 = 48$
	$z_6 = 36$
	$z_7 = 45$
	$z_8 = 82$
Účinnost záběru zubů	$\eta = 0,98$
Počet stupňů převodovky	2
Omezný moment na vřetenu (požadavek)	$M_L = 1\,000 \text{ Nm}$
Maximální otáčky vřetene (požadavek)	$n_{sMp} = 4\,300 \text{ min}^{-1}$



Obr. 6 - Hlavní pohon - var. B (řazení kol) - kin. schéma

Stanovit:

- převodový poměr v jednotlivých stupních: i_1, i_2
- maximální otáčky na vřetenu 2. stupně: n_{sM2}

- jmenovité otáčky na vřetenu 1. stupně: n_{se1}
- maximální moment na vřetenu 1. stupně: M_{e1}
- porovnání M_{e1} s M_L a n_{sM2} s n_{sMp}
- případná úprava převodů v kin. schématu

Identifikace motoru a vřetene na kinematickém schématu (viz Obr. 6)

Určení vstupního (i_{12}) a finálního (i_{rs}) převodu (viz Obr. 4):

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{rs} = \frac{z_8}{z_7}$$

$i_{12} = 1,15$
$i_{rs} = 1,822$

Určení převodů mezi vstupním a finálním převodem (viz Obr. 6):

- 2. stupeň: přesuvné dvojkolí vpravo (6) zabírá s (5) tj.:

$$i_{2r.2} = \frac{z_6}{z_5}$$

$i_{2r.2} = 0,75$

- 1. stupeň: přesuvné dvojkolí vlevo: (4) zabírá s (3) tj.:

$$i_{2r.1} = \frac{z_4}{z_3}$$

$i_{2r.1} = 2,652$

Převodový poměr v jednotlivých stupních:

$$\sum i_i = \frac{\omega_1}{\omega_{si}} = i_{12} * i_{2r.i} * i_{rs} \dots \dots \dots (15) \text{ pro } i = 1, 2:$$

$$i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs}$$

$$i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs}$$

$i_1 = 5,558$
$i_2 = 1,572$

Maximální otáčky na vřetenu ve stupni s:

$$\sum n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \dots \dots \dots (17) \text{ se stanoví:}$$

pro $n_1 = n_M$:

- max. otáčky 1. stupně:

$n_{sM1} = 1\ 170 \text{ min}^{-1}$

- max. otáčky 2. stupně:

$$n_{sM2} = \frac{n_M}{i_2} \dots \dots \dots (24)$$

$n_{sM2} = 4\ 136 \text{ min}^{-1}$
$n_{sMp} = 4\ 300 \text{ min}^{-1}$

Z porovnání max. otáček 2. stupně n_{sM2} s požadovanou hodnotou n_{sMp} vyplývá:

$n_{sM2} < n_{sMp}$

Jestliže je $n_{sMp} < n_{sM2}$, tj. pohon nedosáhne požadovaných max. otáček, pak se musí zmenšit původní převod 2. stupně (i_2) na (i_{2p}) tímto postupem:

Vztah $n_{sM2} = \frac{n_M}{i_2}$ (24) se upraví na

tvary pro požadované otáčky substitucí:

$$n_{sM2} = n_{sMp}, i_2 = i_{2p} \text{ tj.}$$

$$n_{sMp} = \frac{n_M}{i_{2p}} \text{(25)}$$

Z toho plyne:

$$\frac{i_{2p}}{i_2} = \frac{n_{sM2}}{n_{sMp}} \text{ (26)}$$

Dosažením za $i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs}$ (23) a

$$i_{2p} = i_{12p} * i_{2r.2} * i_{rs}$$

$$\frac{i_{12p} * i_{2r.2} * i_{rs}}{i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs}} = \frac{n_{sM2}}{n_{sMp}} \text{ (27)}$$

Ze tohoto vztahu je zřejmé, že se upravuje pouze vstupní převod i_{12} :

$$\frac{i_{12p}}{i_{12}} = \frac{n_{sM2}}{n_{sMp}} \text{(28)}$$

Z tohoto vztahu vyplývá nová hodnota vstupního převodu a tím i nové hodnoty celkových převodů 2. a 1. stupně:

$$i_{12p} = i_{12} * \frac{n_{sM2}}{n_{sMp}}$$

$i_{12p} = 1,1$

Při změně převodu předpokládáme pouze změnu počtu zubů (osová vzdálenost, modul a úhel sklonu ozubení jsou zachovány) - pak platí:

$$i_{12p} = \frac{z_{2p}}{z_{1p}} \text{(29)}$$

$$z_{1p} = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_{12p}} \text{(30)}$$

$z_{1p} = 20$

$$z_{2p} = z_{1p} * i_{12p}$$

$z_{2p} = 22$

Ze stanovených počtů zubů se určí převody:

$$Z \quad i_{12p} = \frac{z_{2p}}{z_{1p}} \dots\dots\dots (29) \dots\dots\dots (29)$$

$i_{12p} = 1,1$

$$Z \quad i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs} \dots\dots\dots (22), \quad i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs}$$

$\dots\dots\dots (23)$ a substituce $i_{12} = i_{12p}$:

$i_1 = 5,316$
$i_2 = 1,5$

Maximální otáčky na vřetenu ve 2. stupni jsou poté:

$$Z \quad n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \dots\dots\dots \text{se stanoví:}$$

pro $n_1 = n_M$:

$$n_{sM2} = \frac{n_M}{i_2}$$

$n_{sM2} = 4\,324 \text{ min}^{-1}$
$n_{sMp} = 4\,300 \text{ min}^{-1}$

Z porovnání max. otáček 2. stupně n_{sM2} s n_{sMp} vyplývá:

$n_{sMp} < n_{sM2}$

tj. pohon přesahuje požadované max. otáčky - této podmínce převodovka vyhovuje.

Jmenovité otáčky na vřetenu v 1. stupni:

pro $n_1 = n_e$:

$$n_{se1} = \frac{n_e}{i_1}$$

$n_{se1} = 282,1 \text{ min}^{-1}$

Účinnost převodu v jednotlivých stupních dle Obr. 6:

$$Z \quad \eta_i = \eta_{12} * \eta_{2r.i} * \eta_{rs} \dots\dots\dots :$$

$$\eta_1 = \eta * \eta * \eta$$

$$\eta_2 = \eta^3$$

$\eta_1 = 0,94$
$\eta_2 = 0,94$

Maximální moment na vřetenu v 1. stupni:

$$Z \quad M_1 = \frac{P}{\omega_1} \dots\dots\dots (21) \text{ po dosazení}$$

$n_1 = n_e$ se stanoví jmenovitý moment motoru :

$M_1 = M_e = 235 \text{ Nm}$

$$Z \quad M_{si} = M_1 * i_i * \eta_i \dots\dots\dots (20) \text{ se pak stanoví}$$

max. moment 1. stupně:

$$M_{e1} = M_1 * i_1 * \eta_1$$

$$M_{e1} = 1\,182\, Nm$$

$$M_L = 1\,000\, Nm$$

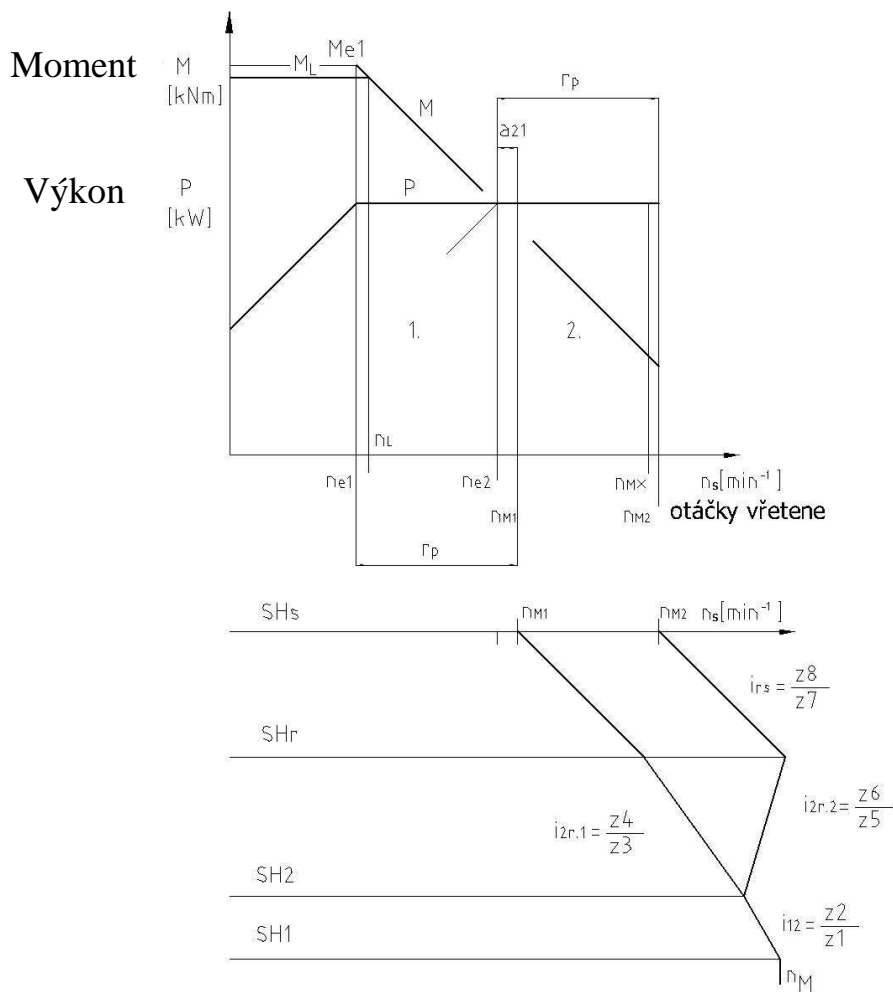
Z porovnání vyplývá, že $M_{e1} > M_L$ tj. pohon vyvodí požadovaný omezný moment.

Pokles výkonu mezi 1. a 2. stupněm se odvodí ze vztahu:

$$a_{21} = \frac{P}{P_{2.1}} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} \dots\dots\dots (3)$$

$$a_{21} = 0,82$$

Hodnota $a_{21} < 1$ tj. k poklesu výkonu mezi stupni nedochází - je to tzv. překrytí - zřejmé z Obr. 7.



Obr. 7 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 6)

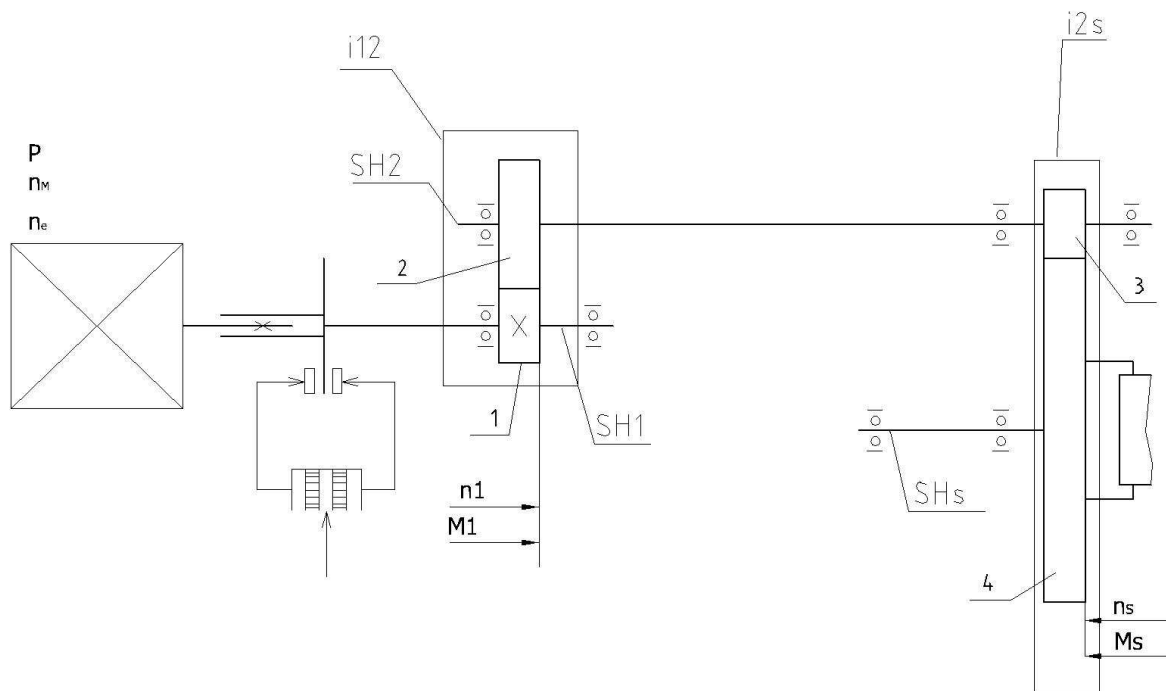
Př.: 4- Hlavní pohon s 1 stupněm - stanovení výstupních parametrů - úprava kin. schématu

Dáno:

Motor z katalogu [3] :	Siemens1PH7-133: $P = 20\, kW$ $n_e = 2\,000\, min^{-1}$ $n_M = 8\,000\, min^{-1}$ $r_p = 4$
--------------------------	--

Počty zubů kol převodovky	$z_1 = 20$
	$z_2 = 23$
	$z_3 = 40$
	$z_4 = 61$
Účinnost záběru zubů	$\eta = 0,98$
Počet stupňů převodovky	1
Omezný moment na vřetenu (požadavek)	$M_L = 170 \text{ Nm}$
Maximální otáčky vřetene (požadavek)	$n_{sMp} = 4000 \text{ min}^{-1}$

Souhmotí: SH1, 2, s
Ozubená kola: 1, 2, 3, 4



Obr. 8 - Hlavní pohon - jednostupňový - kin. schéma

Stanovit:

- převodový poměr: i_1
- maximální otáčky na vřetenu: n_{sM1}
- jmenovité otáčky na vřetenu: n_{se1}
- maximální moment na vřetenu 1. stupně: M_{e1}
- porovnání M_{e1} s M_L a n_{sM2} s n_{sMp}
- případnou úpravu převodů v kin. schématu

Identifikace motoru a vřetene na kinematickém schématu (viz Obr. 6)

Určení vstupního (i_{12}) a finálního (i_{rs}) převodu (viz Obr. 4):

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{2s} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{12} = 1,15$$

$$i_{2s} = 1,525$$

Převodový poměr v jednotlivých stupních:

$$\sum i_i = \frac{\omega_1}{\omega_{si}} = i_{12} * i_{2r.i} * i_{rs} \dots \dots \dots (15) \text{ pro } i = 1:$$

$$i_1 = i_{12} * i_{2s} \dots \dots \dots (31)$$

$$i_1 = 1,75$$

Maximální otáčky na vřetenu:

$$\sum n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \dots \dots \dots (17) \text{ stanovíme:}$$

pro $n_1 = n_M$:

$$n_{sM1} = 4\,562 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{sMp} = 4\,000 \text{ min}^{-1}$$

Z porovnání max. otáček n_{sM1} s n_{sMp} vyplývá:

$$n_{sM1} > n_{sMp}$$

tj. pohon přesahuje požadované max. otáčky - této podmínce převodovka vyhovuje.

Dále je nutné ověřit, zda pohon dosahuje požadovaného omezného momentu.

Jmenovité otáčky na vřetenu:

pro $n_1 = n_e$:

$$n_{se1} = \frac{n_e}{i_1}$$

$$n_{se1} = 1\,140 \text{ min}^{-1}$$

Účinnost převodu v jednotlivých stupních dle Obr. 6:

$$\sum \eta_i = \eta_{12} * \eta_{2r.i} * \eta_{rs} \dots \dots \dots (18):$$

$$\eta_1 = \eta^2$$

$$\eta_1 = 0,96$$

Maximální moment na vřetenu:

$$\sum M_1 = \frac{P}{\omega_1} \dots \dots \dots (21) \text{ po dosazení}$$

$n_1 = n_e$ se stanoví jmenovitý moment motoru :

$$M_1 = M_e = 95,5 Nm$$

$$\sum M_{si} = M_1 * i_i * \eta_i \dots \dots \dots (20) \text{ se pak stanoví}$$

max. moment 1. stupně:

$$M_{e1} = M_1 * i_1 * \eta_1 \dots \dots \dots (32)$$

$$M_{e1} = 160 Nm$$

$$M_L = 170 Nm$$

Z porovnání vyplývá, že $M_{e1} < M_L$ tj. pohon nevyvodí požadovaný omezný moment.

V tomto případě se musí zvětšit původní převod (i_1) na (i_{1p}) tímto postupem:

Z $M_{e1} = M_1 * i_1 * \eta_1$ (32) se vytvoří výraz pro
 (i_{1p}) pomocí substitucí:

$$M_{e1} = M_L, i_1 = i_{1p} \text{ tj.:$$

$$M_L = M_1 * i_{1p} * \eta_1 \dots\dots\dots (33)$$

Z těchto vztahů se pak stanoví:

$$\frac{i_{1p}}{i_1} = \frac{M_L}{M_{e1}}$$

Dosažením za $i_1 = i_{12} * i_{2s}$ (31)

a $i_{1p} = i_{12p} * i_{2s}$ je poté:

$$i_{12p} = i_{12} * \frac{M_L}{M_{e1}}$$

$i_{12p} = 1,26$

Při změně převodu předpokládáme pouze změnu počtu zubů (osová vzdálenost, modul a úhel sklonu ozubení jsou zachovány) - poté platí:

$$i_{12p} = \frac{z_{2p}}{z_{1p}} \dots\dots\dots (34)$$

$$z_{1p} = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_{12p}} \dots\dots\dots (35)$$

$z_{1p} = 19$

$$z_{2p} = z_{1p} * i_{12p}$$

$z_{2p} = 24$

Ze stanovených počtů zubů se určí převody:

$$Z \quad i_{12p} = \frac{z_{2p}}{z_{1p}} \dots\dots\dots (29) \dots\dots$$

$i_{12p} = 1,263$

$$Z \quad i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs} \dots\dots\dots (22),$$

$$i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs} \dots\dots\dots (23) \text{ a substituce } i_{12} = i_{12p}$$

:

$i_1 = 1,926$

Maximální otáčky na vřetenu:

$$Z \quad n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \dots\dots\dots \text{ se stanoví:}$$

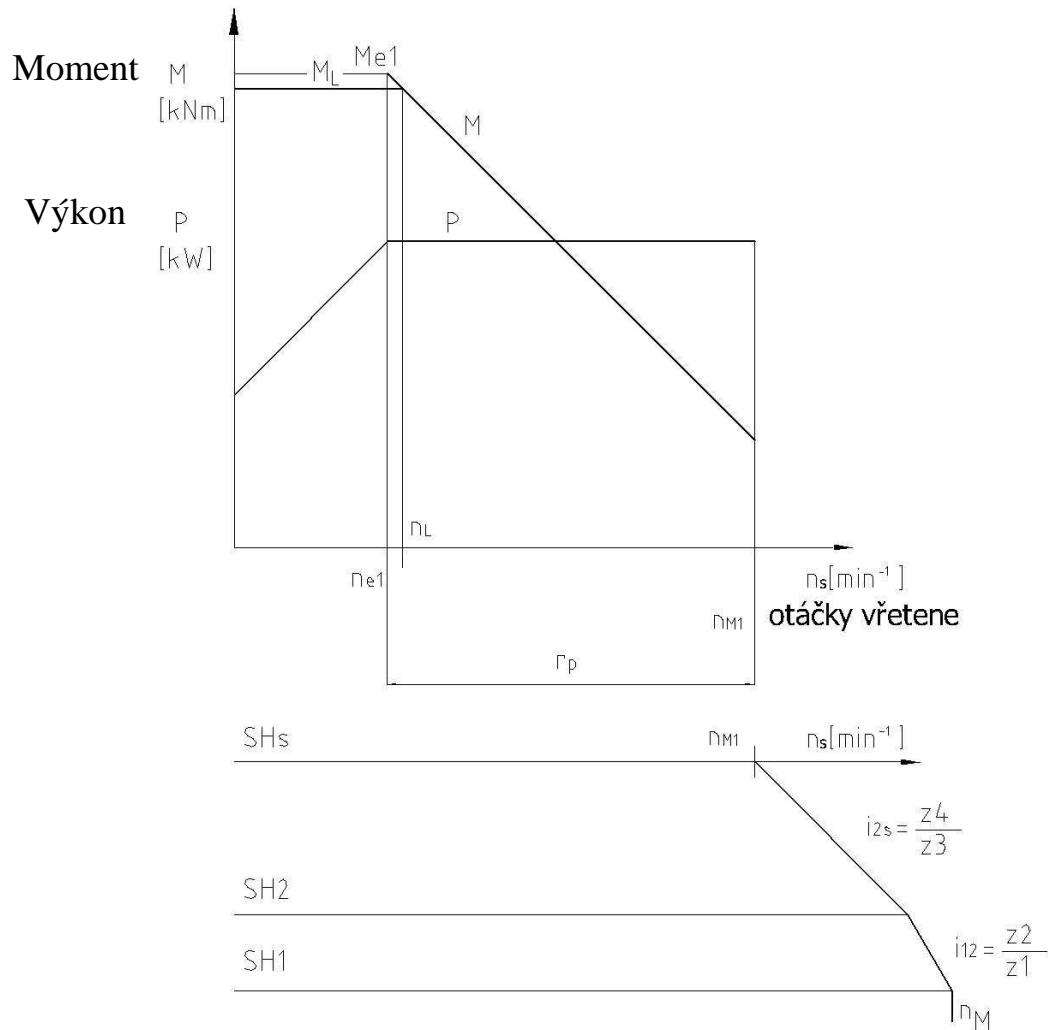
pro $n_1 = n_M$:

$n_{sM1} = 4 \ 153 \text{ min}^{-1}$
$n_{sMp} = 4 \ 000 \text{ min}^{-1}$

Z porovnání max. otáček n_{sM1} s n_{sMP} vyplývá:

$$n_{sM1} > n_{sMP}$$

tj. pohon přesahuje požadované max. otáčky - této podmínce převodovka vyhovuje.



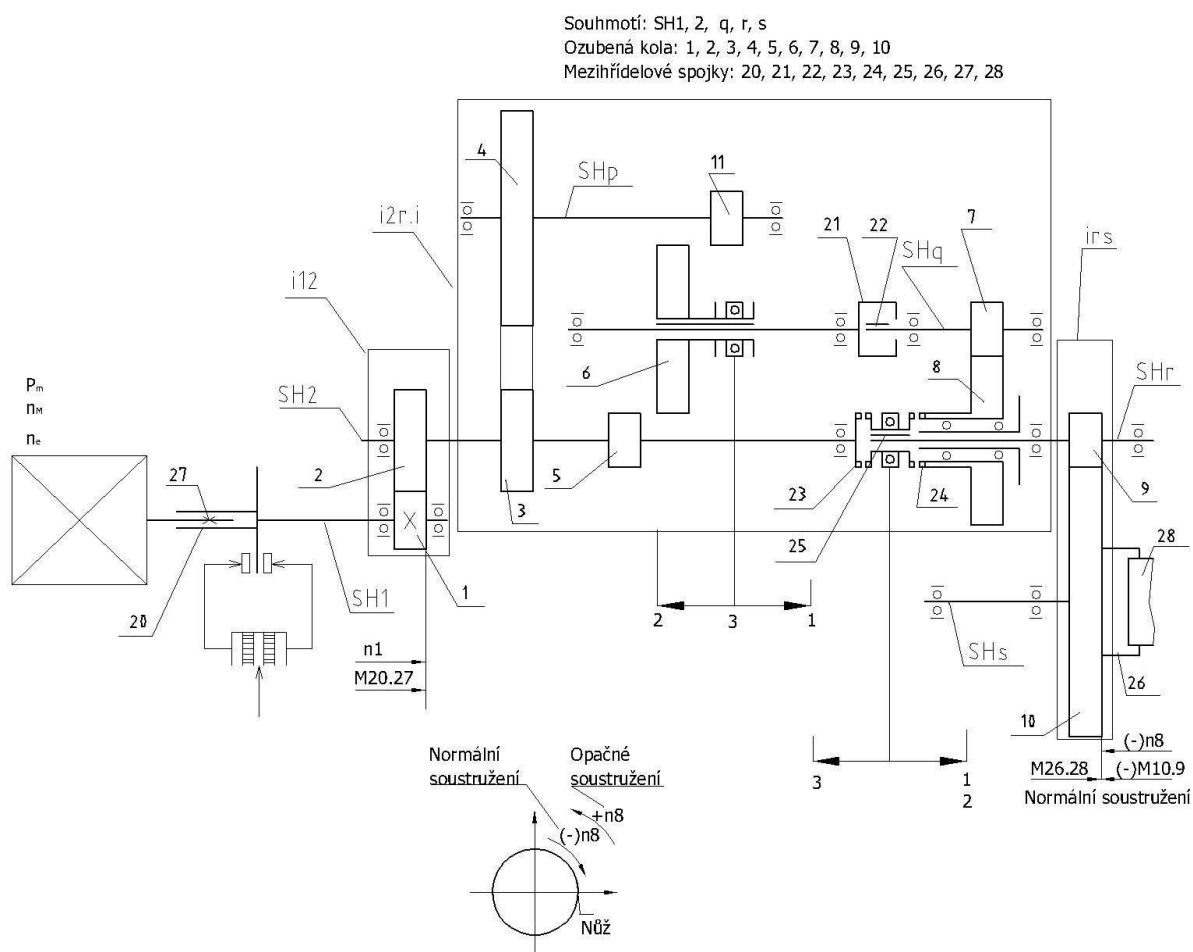
Obr. 9 - Otáčkový diagram – jednostupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 8)

Př.: 5 - Hlavní pohon soustruhu - 3 stupně - stanovení výstupních parametrů

Dáno:

Motor z katalogu:	Siemens1PH7-224-: $P = 100 \text{ kW}$ $n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$ $n_M = 4\,500 \text{ min}^{-1}$ $r_p = 3$
Počty zubů kol převodovky	$z_1 = 36$
	$z_2 = 61$

	$z_3 = 28$
	$z_4 = 73$
	$z_5 = 40$
	$z_6 = 75$
	$z_7 = 23$
	$z_8 = 47$
	$z_9 = 26$
	$z_{10} = 167$
	$z_{11} = 28$
Účinnost záběru zubů	$\eta = 0,98$
Počet stupňů převodovky	3



Obr. 10 - Hlavní pohon - 3 stupně (řazení spojkou a přesuvným kolem) - kinematické schéma

Stanovit:

- převodový poměr v jednotlivých stupních: i_1, i_2, i_3
- maximální otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních: $n_{sM1}, n_{sM2}, n_{sM3}$
- jmenovité otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních: $n_{se1}, n_{se2}, n_{se3}$
- maximální moment na vřetenu v jednotlivých stupních: M_{e1}, M_{e2}, M_{e3}

Identifikace motoru a vřetene na kinematickém schématu (viz Obr. 10)

Určení vstupního (i_{12}) a finálního (i_{rs}) převodu (viz Obr. 10):

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{rs} = \frac{z_{10}}{z_9}$$

$i_{12} = 1,694$

$i_{rs} = 6,423$

Určení převodů mezi vstupním a finálním převodem (viz Obr. 10):

- 3. stupeň: spojka vlevo: (23) spojena s (25) tj.:

$i_{2r.3} = 1$

- 2. stupeň: spojka vpravo: (24) spojena s (25), přesuvné kolo (6) vlevo: záběr (6) s kolem (5) tj.:

$$i_{2r.2} = \frac{z_6}{z_5} * \frac{z_8}{z_7}$$

$i_{2r.2} = 3,83$

- 1. stupeň: spojka vpravo: (24) spojena s (25), přesuvné kolo (6) vpravo: záběr (6) s kolem (11) tj.:

$$i_{2r.1} = \frac{z_4}{z_3} * \frac{z_6}{z_{11}} * \frac{z_8}{z_7}$$

$i_{2r.1} = 14,26$

Převodový poměr v jednotlivých stupních:

$$Z \quad i_i = \frac{\omega_1}{\omega_{si}} = i_{12} * i_{2r.i} * i_{rs} \quad \dots \quad \text{pro } i = 1, 2, 3:$$

$$i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs} \quad \dots \quad (36)$$

$$i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs} \quad \dots \quad (37)$$

$$i_3 = i_{12} * i_{2r.3} * i_{rs} \quad \dots \quad (38)$$

$i_1 = 155,313$

$i_2 = 41,7$

$i_3 = 10,88$

Maximální otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních:

$$Z \quad n_{si} = \frac{n_1}{i_i} \quad \dots \quad \text{je stanoveno:}$$

pro $n_1 = n_M$:

- max. otáčky 1. stupně:

$$n_{sM1} = \frac{n_M}{i_1}$$

$n_{sM1} = 29 \text{ min}^{-1}$

- max. otáčky 2. stupně:

$$n_{sM2} = \frac{n_M}{i_2}$$

$$n_{sM2} = 107,9 \text{ min}^{-1}$$

- max. otáčky 3. stupně:

$$n_{sM3} = \frac{n_M}{i_3}$$

$$n_{sM3} = 413,5 \text{ min}^{-1}$$

Jmenovité otáčky na vřetenu v jednotlivých stupních:

pro $n_1 = n_e$:

- jmenovité otáčky 1. stupně:

$$n_{se1} = \frac{n_e}{i_1}$$

$$n_{se1} = 9,7 \text{ min}^{-1}$$

- jmenovité otáčky 2. stupně:

$$n_{se2} = \frac{n_e}{i_2}$$

$$n_{se2} = 36 \text{ min}^{-1}$$

- jmenovité otáčky 3. stupně:

$$n_{se3} = \frac{n_e}{i_3}$$

$$n_{se3} = 137,8 \text{ min}^{-1}$$

Účinnost převodu v jednotlivých stupních dle Obr. 10:

$$\sum \eta_i = \eta_{12} * \eta_{2r.i} * \eta_{rs} \dots\dots\dots :$$

$$\eta_1 = \eta^5$$

$$\eta_2 = \eta^4$$

$$\eta_3 = \eta^2$$

$$\eta_1 = 0,903$$

$$\eta_2 = 0,922$$

$$\eta_3 = 0,96$$

Maximální moment na vřetenu v jednotlivých stupních:

$$\sum M_1 = \frac{P}{\omega_1} \dots\dots\dots$$

(21) po dosazení

$n_1 = n_e$ se stanoví jmenovitý moment motoru:

$$M_1 = M_e = 636,6Nm$$

$$\sum M_{si} = M_1 * i_i * \eta_i \dots\dots\dots (20) \text{ se pak stanoví}$$

max. momenty 1. , 2. a 3.stupně:

$$M_{e1} = M_1 * i_1 * \eta_1$$

$$M_{e2} = M_1 * i_2 * \eta_2$$

$$M_{e3} = M_1 * i_3 * \eta_3$$

$M_{e1} = 89\,380 \text{ Nm}$
$M_{e2} = 24\,490 \text{ Nm}$
$M_{e3} = 6\,650 \text{ Nm}$

Výsledky jsou zobrazeny na

Pokles výkonu mezi 1. a 2. stupněm se odvodí ze vztahu:

$$a_{21} = \frac{P}{P_{2.1}} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} \dots\dots\dots (3)$$

$a_{21} = 1,241$

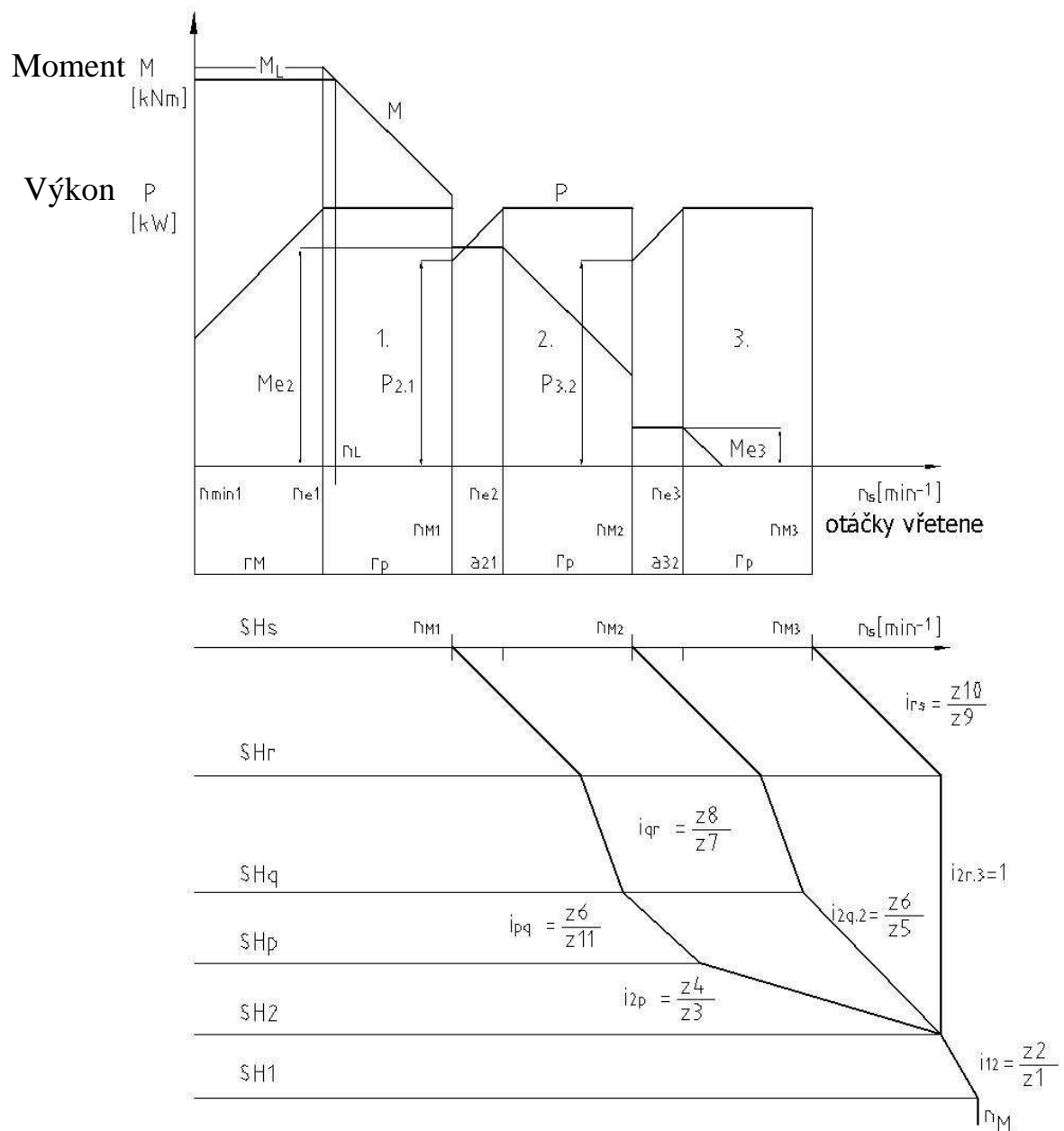
Hodnota $a_{21} < 1,26$ tj. pokles výkonu mezi stupni vyhovuje normě

Pokles výkonu mezi 2. a 3. stupněm se stanoví obdobně:

$$a_{32} = \frac{P}{P_{3.2}} = \frac{n_{e3}}{n_{M2}}$$

$a_{32} = 1,277$

Hodnota $a_{21} > 1,26$ tj. pokles výkonu mezi stupni nevyhovuje normě.



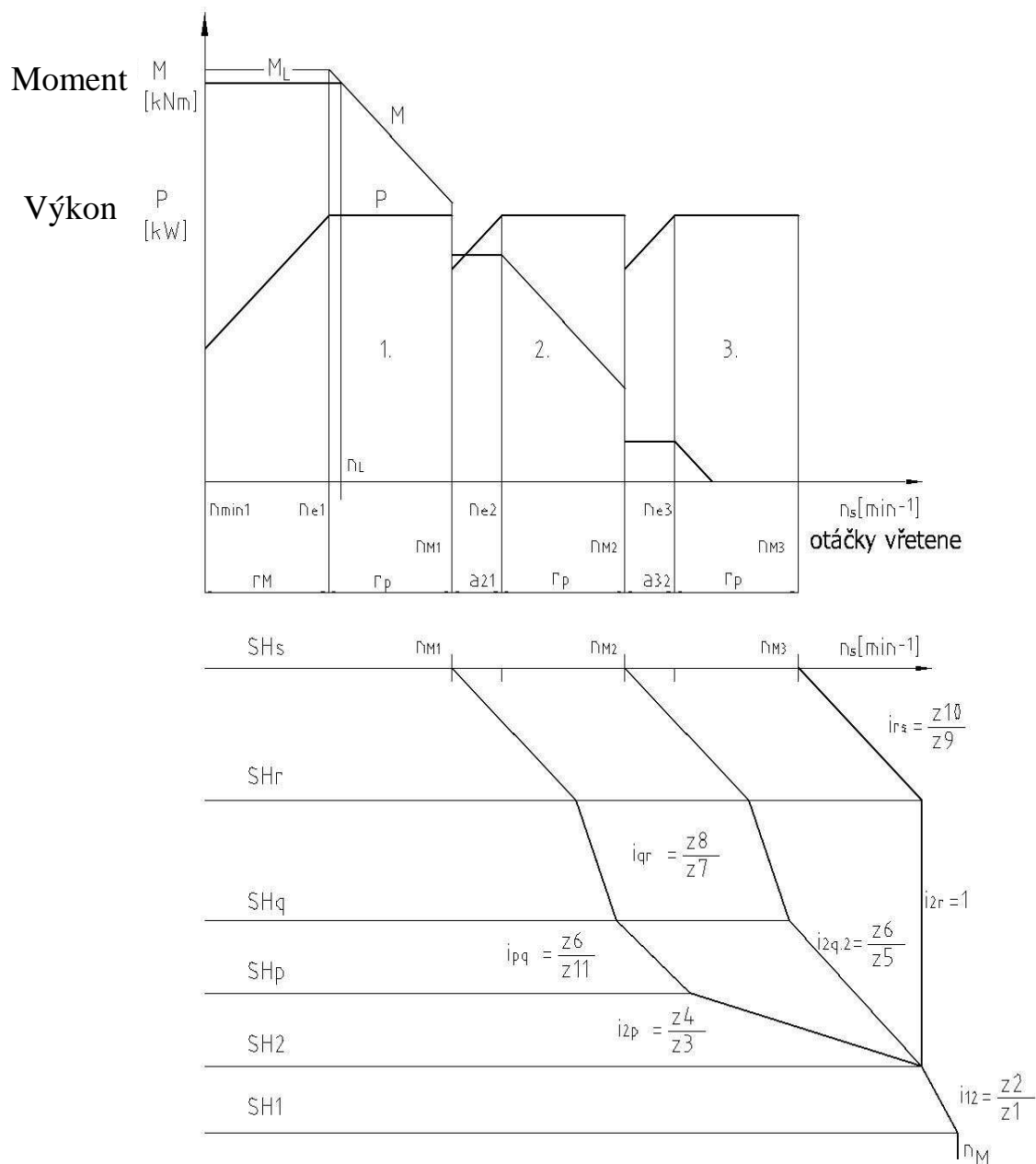
Obr. 11 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 10)

2 Konstrukce převodovky pohonu

2.1 Třístupňová převodovka

2.1.1 Otáčkový diagram a kinematické schéma

V předchozí kapitole byly zjišťovány případně upravovány parametry pohonného mechanismu na základě daného kinematického schématu a charakteristiky na vřetenu a motoru.



Obr. 12 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu (Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A)

Při tvorbě pohonu se vychází z těchto údajů:

- určení počtu stupňů převodovky na základě daných veličin P , M_L , n_{Mp} , a_M (viz předchozí kapitola - **Př.: 1**- Hlavní pohon soustruhu - počet stupňů)
- stanovení charakteristiky otáček, krouticího momentu a výkonu, otáčkového diagramu a kinematického schématu

V Obr. 12 je závislost výkonu a momentu doplněná o maximální otáčky vřetene při jednotlivých stupních. Tyto otáčky se stanoví takto:

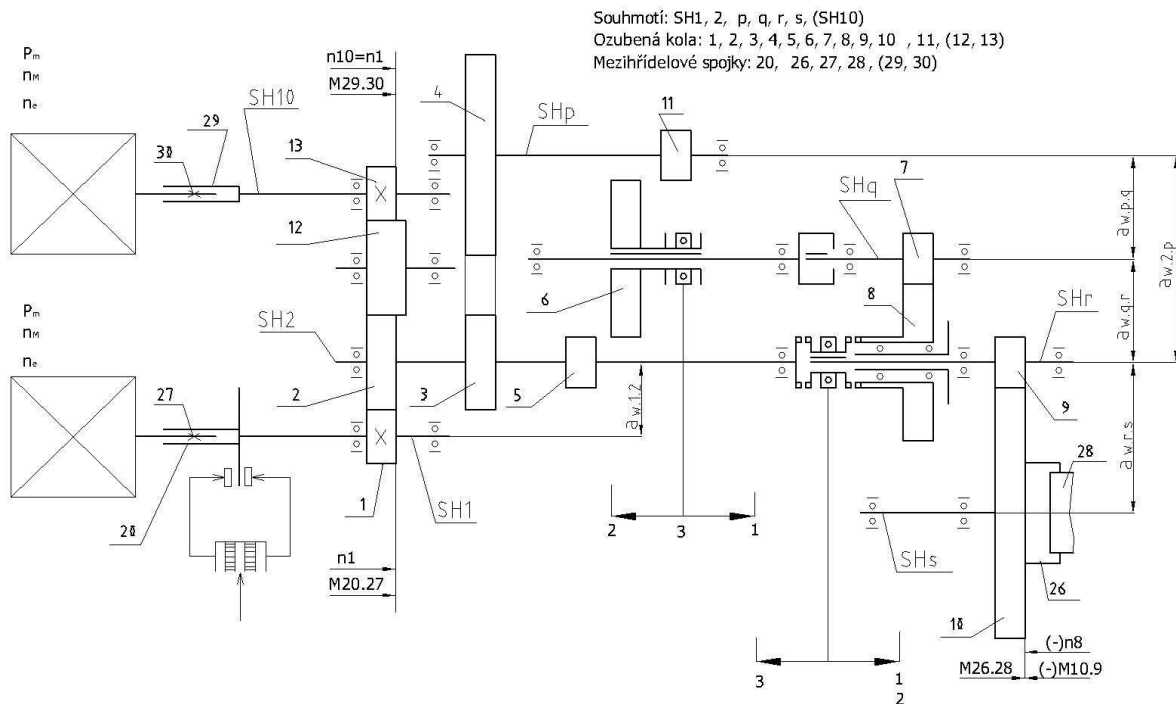
$$n_{M3} = n_{Mp} \dots \dots \dots (39)$$

$$n_{M2} = \frac{n_{M3}}{r_p * a} \dots \dots \dots (40)$$

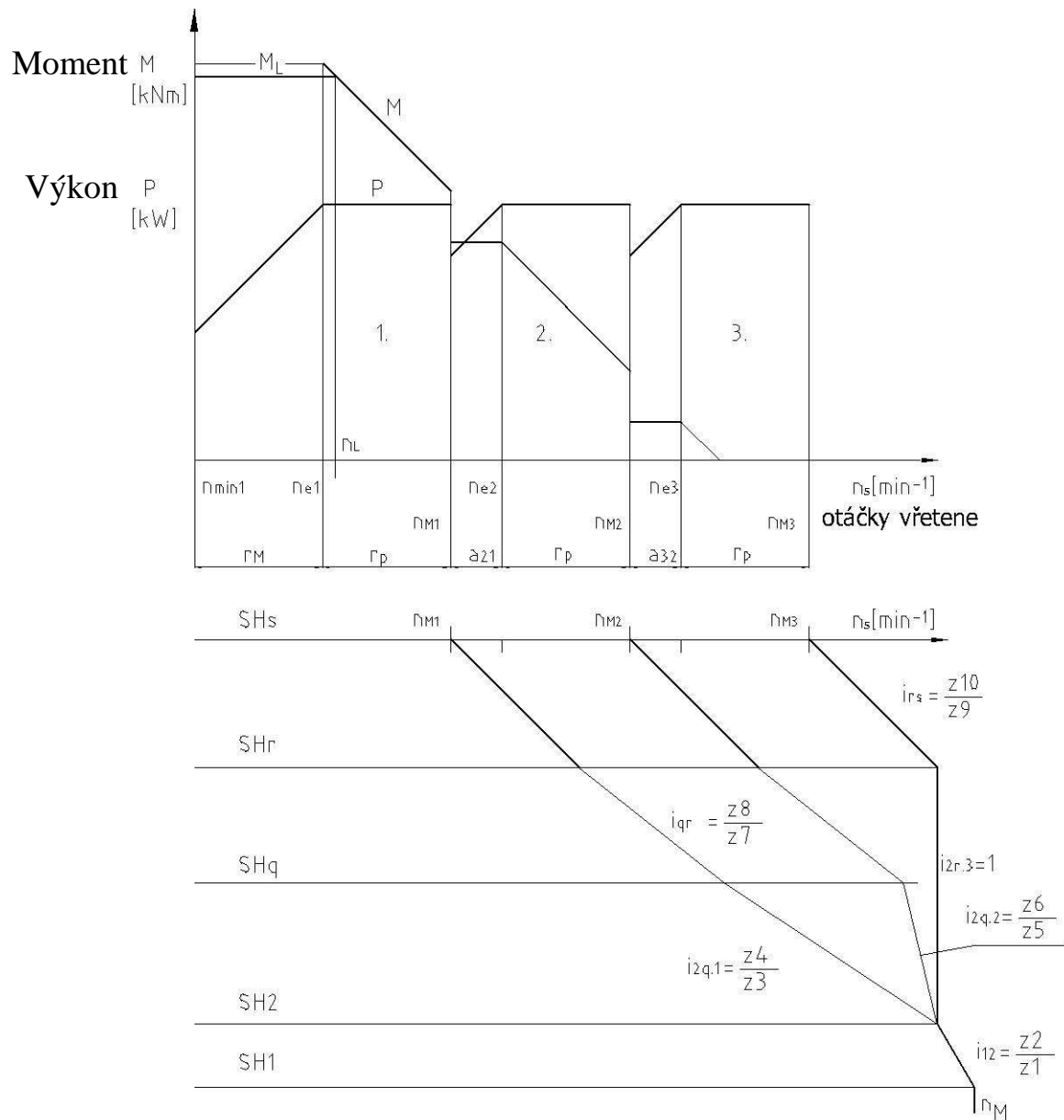
$$n_{M1} = \frac{n_{M2}}{r_p * a} \dots\dots\dots(41)$$

Z tohoto grafu se přenesou vyznačené otáčky vřetene do otáčkového diagramu (Obr. 12 - souhmatí SHs). Současně se začne tvořit kinematické schéma. V současné době se u nově konstruovaných převodovek požaduje maximální počet stupňů $p = 3$ (vyplývá to ze

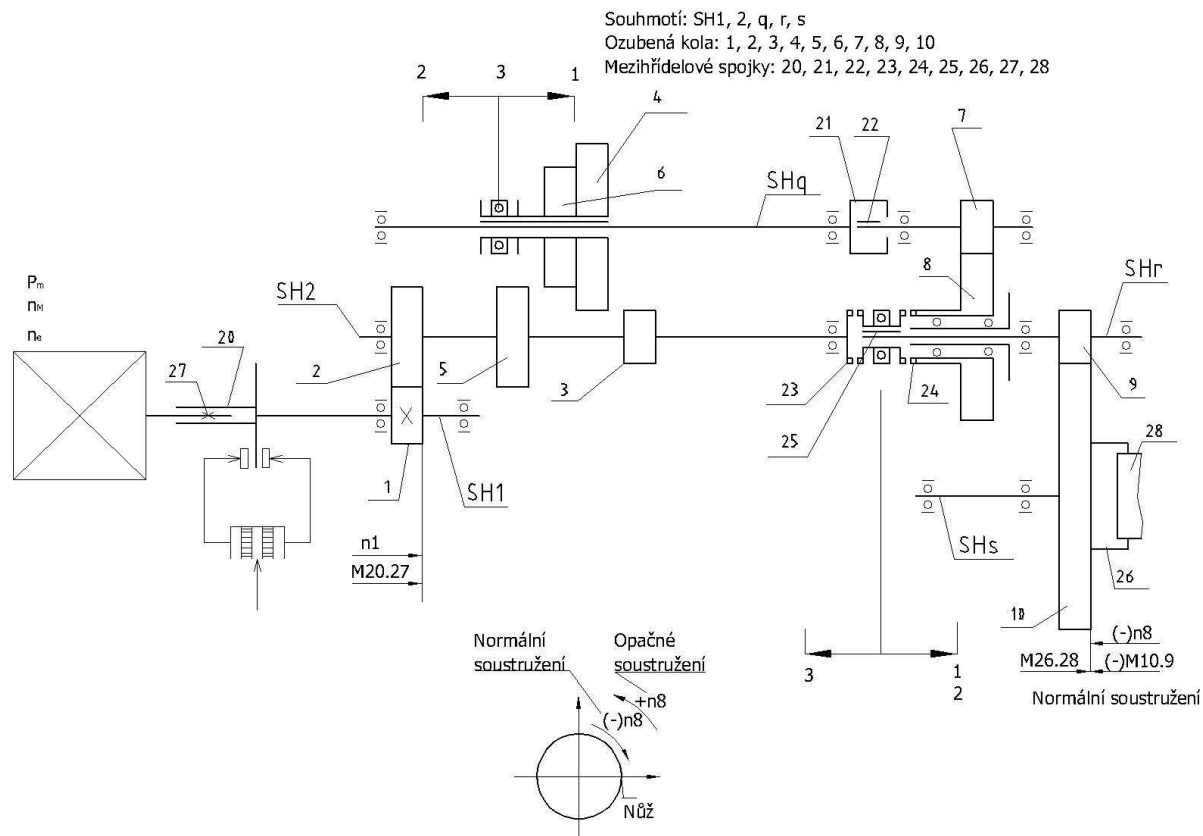
vztahu
$$p = \frac{\log(\frac{n_{Mp}}{n_{e1}} * a)}{\log(r_p * a)}$$
 a z příslušných parametrů) – uvádíme proto pouze vzorové varianty kinematických schémat pro $p = 3$ na Obr. 13, Obr. 15, Obr. 17.



Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A



Obr. 14 – Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu)

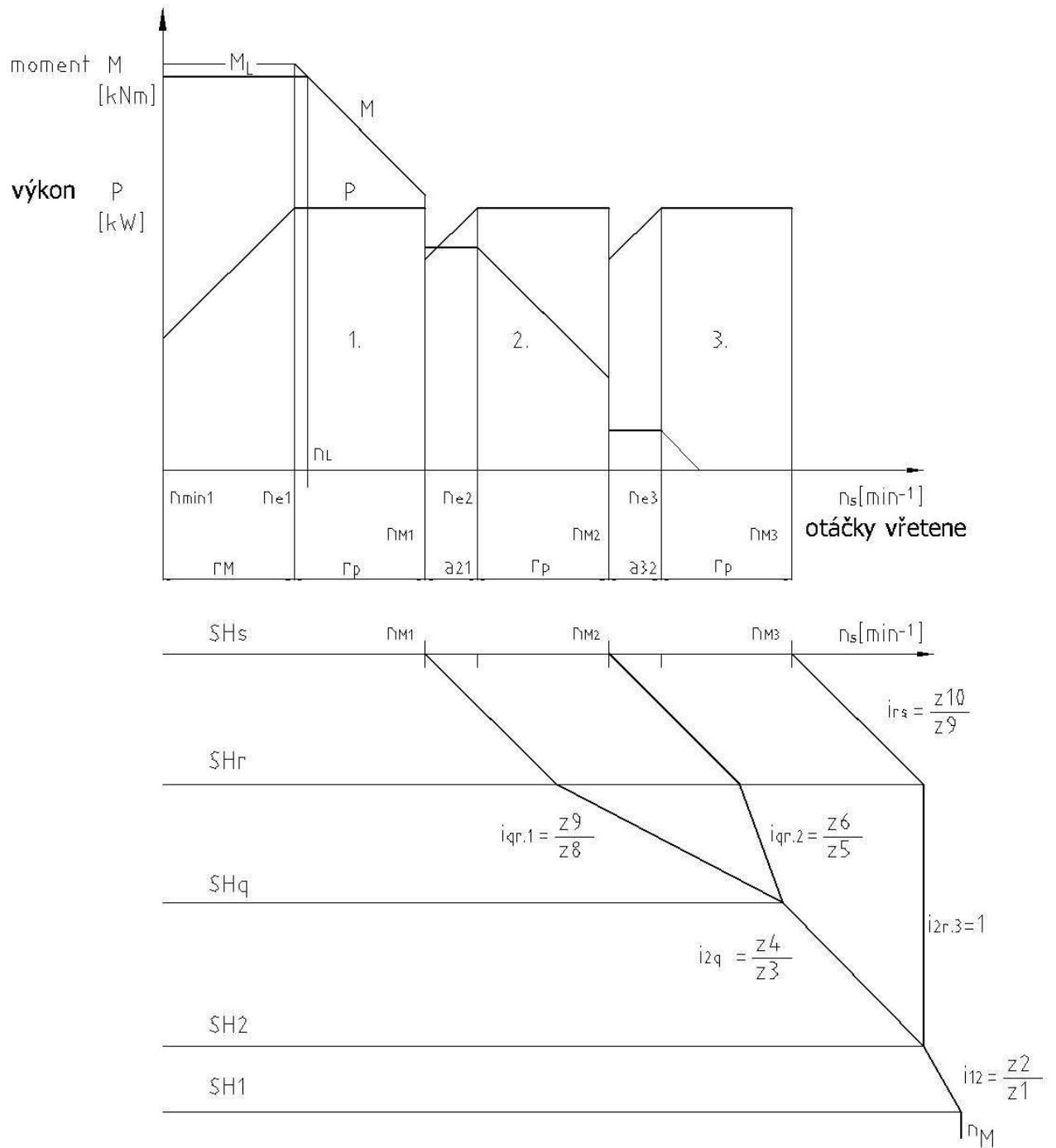


Obr. 15 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně - soustruh - varianta B

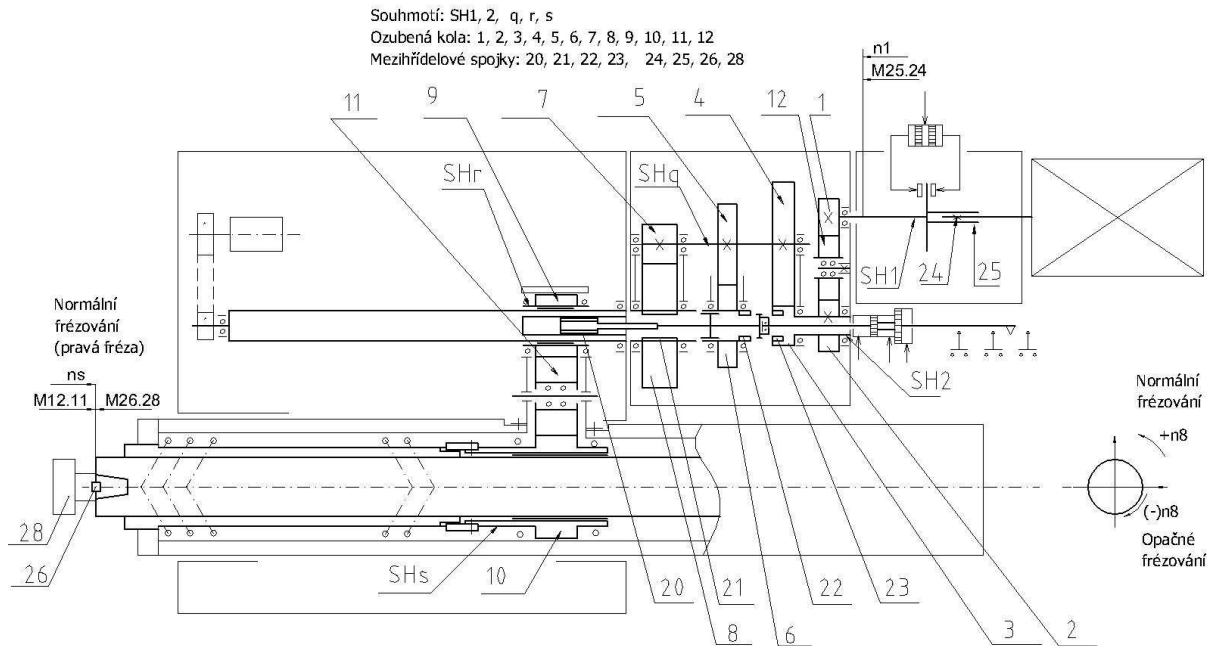
Konstrukce dle Obr. 13, Obr. 15 se vyznačují spojkou pro řazení 3. stupně, 1. a 2. stupeň je řazen přesuvným dvojkolím (Obr. 13) nebo kolem (Obr. 15), u řešení dle Obr. 17 se všechny stupně řadí spojkami. Pro výběr optimálního schématu slouží Tab. 1.

Tab. 1- Hodnocení variant kinematického schématu třístupňové převodovky

Kriterium /varianta	Obr. 13	Obr. 15	Obr. 17	Hodnocení kritéria
Počet kol (bez vstupního a finálního převodu)	7	6	6	Pro soustruhy nepodstatné, u horizontek významnější
Počet hřídelí (bez vstupního a finálního převodu)	3	2	2	Pro soustruhy nepodstatné, u horizontek významnější
Průhyb hřídele přesuvného kola	menší	větší	-	Podstatné u větších momentů
Velikost převodu jednoho páru kol předloh pro 1. stupeň	2	3,7	3,7	Podstatné u větších momentů – vede k velkým rozměrům kol
Počet záběrů kol při 3. stupni bez vstupního a finálního převodu	1	0	3	Podstatné při vysokých obvodových rychlostech
Počet přesouvadel	2	2	1	Většinou nepodstatné



Obr. 16 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka vyvrtávacího stroje



Obr. 17 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – vyvrtávací stroj [4]

2.1.2 Kinematické vztahy

Všechny varianty převodovek obsahují:

- finální převod, který přenáší výkon z převodovky na vřeteno. Finální převod je obvykle tvořen jedním párem ozubených kol (např. u soustruhů), u některých strojů (např. u vyvrtávaček a frézek) se používá vložené kolo – toto je určeno prostorem ve vřeteníku daného stroje. U menších frézovacích strojů se používá ozubený řemen. Finální převod je určen vztahem:

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{n_r}{n_s} = \frac{z_{10}}{z_9} \dots \dots \dots (42)$$

- vstupní převod, který přenáší výkon motoru na převodovku. Je obvykle tvořen čelními koly nebo ozubeným řemenem, někdy se nahrazuje pevnou spojkou. Toto konstrukční uspořádání pak umožňuje jednoduché posunutí pásma otáček na vřetenu změnou vstupního převodu i snazší umístění motoru v daném prostoru. Převod na uvedených schématech je určen vztahem:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_2}{z_{13}} \dots \dots \dots (43)$$

Celkové převody jednotlivých stupňů z hřídele 1 na hřídel s jsou dány vztahy:

- celkový převod 3. stupně (nejrychlejší) :

$$i_3 = \frac{n_M}{n_{M3}} = \frac{n_e}{n_{e3}} \dots \dots \dots (44)$$

$$i_3 = i_{12} * i_{2r..3} * i_{rs} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_{10}}{z_9} \dots \dots \dots (45)$$

Kde $i_{2r,3} = 1$, převod mezi vstupním a finálním převodem, který je zde určen přesuvnou zubovou spojkou.

Další převodové stupně se realizují předlohami tj. souhmotím *SHq* (všechna schémata) a *SHp* (pouze Obr. 13), které je pro přenos vysokého výkonu a momentu zřejmě nejvhodnější.

- celkový převod 2. stupně:

$$i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}} \dots\dots\dots (46)$$

$$i_2 = i_{12} * i_{2r,2} * i_{rs} \dots\dots\dots (47)$$

- dílčí převod:
 - pro schémata Obr. 13, Obr. 15, diagramy Obr. 12, Obr. 14:

$$i_{2r,2} = i_{2q,2} * i_{qr} \dots\dots\dots (48)$$

$$i_{2q,2} = \frac{z_6}{z_5} \dots\dots\dots (49)$$

$$i_{qr} = \frac{z_8}{z_7} \dots\dots\dots (50)$$

- pro schéma Obr. 17, diagram Obr. 16:

$$i_{2r,2} = i_{2q} * i_{qr,2} \dots\dots\dots (51)$$

$$i_{2q} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots (52)$$

$$i_{qr,2} = \frac{z_5}{z_6} \dots\dots\dots (53)$$

- celkový převod 1. stupně:

$$i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}} \dots\dots\dots (54)$$

$$i_1 = i_{12} * i_{2r,1} * i_{rs} \dots\dots\dots (55)$$

- dílčí převod:
 - pro schémata Obr. 13, Obr. 15, diagramy Obr. 12, Obr. 14:

$$i_{2r,1} = i_{2q,1} * i_{qr} \dots\dots\dots (56)$$

- pro schéma Obr. 13, diagram Obr. 12:

$$i_{2q,1} = i_{2p} * i_{pq} \dots\dots\dots (57)$$

$$i_{2p} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots (58)$$

$$i_{pq} = \frac{z_6}{z_{11}} \dots\dots\dots (59)$$

➤ pro schéma Obr. 15, diagram Obr. 14:

$$i_{2q.1} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots (60)$$

➤ pro schéma Obr. 17, diagram Obr. 16:

$$i_{2r.1} = i_{2q} * i_{qr.1} \dots\dots\dots (61)$$

$$i_{2q} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots (62)$$

$$i_{qr.1} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots (63)$$

2.1.3 Stanovení finálního a vstupního převodu

Finální převod je určen prostorem v oblasti uložení vřetene stroje. Z Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod vyplývá průměr věnce finálního převodu.

Př.: 6 - Stanovení finálního a vstupního převodu

Dáno:

Roztečný průměr věnce finálního převodu	$D_{I0} = 1,39 \text{ m}$
Omezný moment na vřetenu	$M_L = 140 \text{ kNm}$
Max. otáčky na vřetenu	$n_{Mp} = 400 \text{ min}^{-1}$
Poměr šířky ozubení k modulu	$\psi = \frac{b}{m} = 15$
Dovolené namáhání zubu v ohybu	$c = 65 \text{ MPa}$
Pozn.: Hodnota c je vztažena k materiálům používaným v převodovkách (14220, 16420 – cementované, kalené případně pro věnec 15241 – šlechtěný, povrchově kalený). Hodnota slouží pouze pro počáteční návrh, konečné rozměry budou kontrolovány programem PREV.	
Motor Siemens 1PH7-224-PF [3] :	
• Výkon motoru (je dosažen 2 motory - viz kin. schéma)	$P = 200 \text{ kW}$
• Max. otáčky	$n_M = 4\,500 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$
Obr. 12 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu (Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A)	
Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	
Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod	

Stanovit:

- finální převod a vstupní převod: i_{rs}, i_{I2}
- celkový převod a max. a jmenovité otáčky 3. stupně na vřetenu: i_3, n_{M3}, n_{e3}

Modul finálního převodu se stanoví ze vztahů:

$$F = c * b * t \dots\dots\dots (64)$$

$$t = \pi * m \dots\dots\dots (65)$$

$$M = F * \frac{D}{2} \dots\dots\dots (66)$$

$$\psi = \frac{b}{m} \dots\dots\dots (67)$$

Kde je:

- F.....obvodová síla na věnci
- t.....rozteč
- m.....modul
- M....moment
- D.....roztečný průměr věnce
- b.....šířka ozubení

Výsledkem je výraz:

$$m = \sqrt{\frac{2 * M}{c * \psi * \pi * D}} \dots\dots\dots (68)$$

Modul $m_{9,10}$ se stanoví z tohoto vztahu pro:

$$M = M_L$$

$$D = D_{10}$$

$m_{9,10} = 8 \text{ mm}$

➤ volba úhlu sklonu zubu $\beta_{9,10}$:

$\beta_{9,10} = 15^\circ$

➤ stanovení počtu zubů věnce ze vztahu:

$$z_{10} = \frac{D_{10} * \cos \beta_{9,10}}{m_{9,10}} \dots\dots\dots (69)$$

$z_{10} = 167$

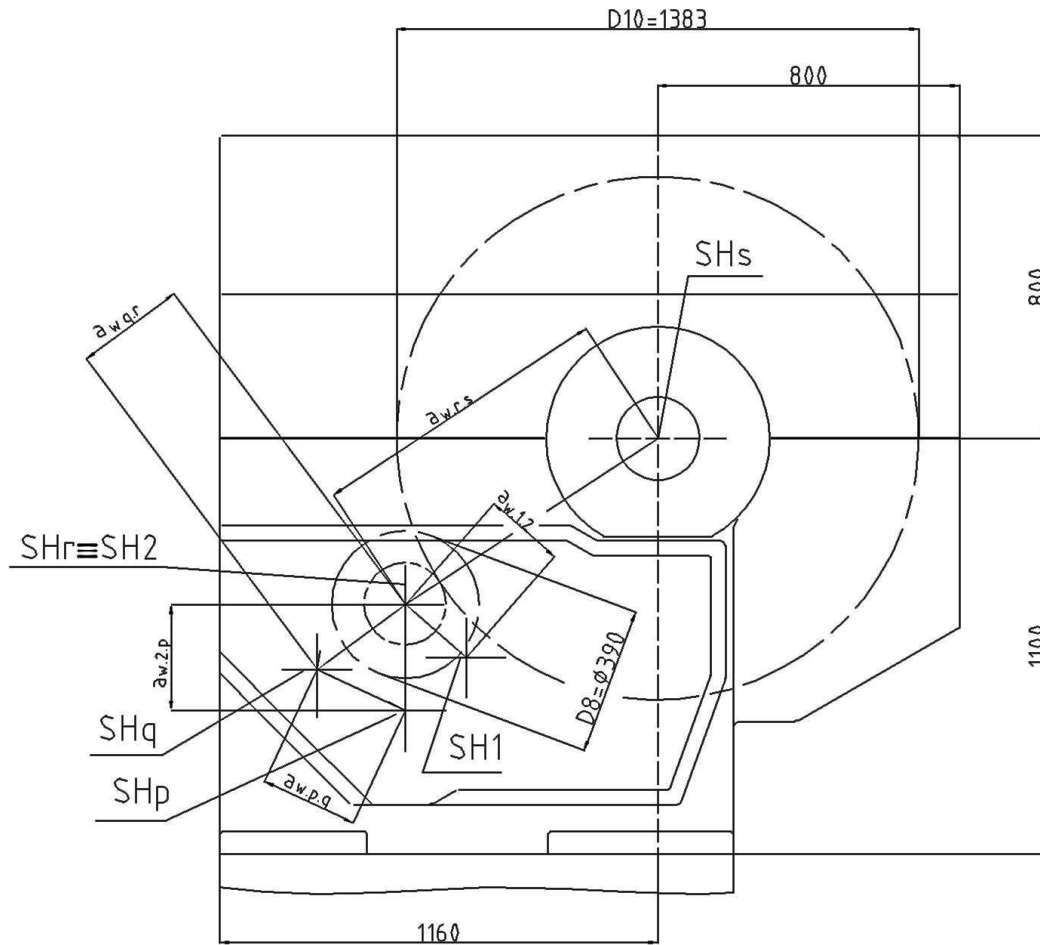
volba počtu zubů pastorku finálního převodu - obvykle $z_9 \geq 25$:

$z_9 = 26$

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{n_r}{n_s} = \frac{z_{10}}{z_9}$$

Ze vztahu (.....) (42) se stanoví finální převod:

$i_{rs} = 6,423$



Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod [4]

- teoretická osová vzdálenost:

$$a_{9,10} = \frac{z_9 + z_{10}}{2 * \cos \beta_{9,10}} * m_{9,10} \dots \dots \dots (70)$$

$a_{9,10} = 799,233 \text{ mm}$

- osová vzdálenost (suhmotí r, s) $a_{w,r,s}$:

$a_{w,r,s} = 801 \text{ mm}$

- vstupní převod i_{12} :

- stanovení hodnoty (i_3) pomocí vztahu: ($i_3 = \frac{n_M}{n_{M3}} = \frac{n_e}{n_{e3}}$)
..... (44)

$i_3 = 11,25$

- dosazením (i_{rs}) ze vztahu ($i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{n_r}{n_s} = \frac{z_{10}}{z_9}$)
..... (42) a $i_{2r,3} = 1$ do

$$(i_3 = i_{12} * i_{2r.3} * i_{rs} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_{10}}{z_9} \dots\dots\dots (45) \text{ se stanoví}$$

teoretický převod $i_{12} = \frac{i_3}{i_{rs}}$:

$i_{12} = 1,751$

➤ volba počtu zubů pastorku vstupního převodu - volí se větší než 25

Z prostorových důvodů se volí větší počet	$z_1 = 36$
---	------------

Ze vztahu

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (71)$$

se pak stanoví počet zubů kola:

$z_2 = 63$

Skutečný vstupní převod je pak dán dosazením do vztahu $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$

$\dots\dots\dots (71)$:

$i_{12} = 1,75$

➤ maximální moment $M_{20.27}$ na kole z_1 (Obr. 13) se stanoví ze vztahů:

$$M_{20.27} * \omega_e = \frac{P}{2} \dots\dots\dots (72)$$

$$\omega_e = 2 * \pi * n_e \dots\dots\dots (73)$$

$M_{20.27} = 636Nm$

➤ modul $m_{1.2}$ se stanoví tímto postupem:

Do výrazu $m = \sqrt[3]{\frac{2 * M}{c * \psi * \pi * D}} \dots\dots\dots (68)$ se

dosadí vztahy:

$$m = m_1$$

$$M = M_{20.27}$$

$$D = D_1 = m_{1.2} * z_1$$

$$\psi = 10$$

Výsledně získáme:

$$m_{1.2} = \sqrt[3]{\frac{2 * M_{20.27}}{c * \psi * \pi * z_1}} \dots\dots\dots (74)$$

$m_{1.2} = 2,5 \text{ mm}$

Zvětšeno z konstrukčních důvodů (průměr hřídele)	$m_{1.2} = 4 \text{ mm}$
--	--------------------------

➤ volba úhlu sklonu zubu $\beta_{9.10}$:

S ohledem na hluk při vysokých vstupních otáčkách	$\beta_{1.2} = 25^\circ$
---	--------------------------

➤ teoretická osová vzdálenost:

$$a_{1,2} = \frac{z_1 + z_2}{2 * \cos \beta_{1,2}} * m_{1,2} \dots \dots \dots (1)$$

$$a_{1,2} = 218,47 \text{ mm}$$

➤ skutečná osová vzdálenost (suhmotí 1, 2) $a_{w,1,2}$:

$$a_{w,1,2} = 220 \text{ mm}$$

• celkový převod 3. stupně dle vztahu $i_3 = i_{1,2} * i_{2r..3} * i_{rs} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_{10}}{z_9}$
 (45):

$$i_3 = 11,24$$

• max. otáčky vřetene při 3. stupni dle $i_3 = \frac{n_M}{n_{M3}} = \frac{n_e}{n_{e3}}$
 (44):

$$n_{M3} = 400,3 \text{ min}^{-1}$$

• jmenovité otáčky vřetene při 3. stupni

$$n_{e3} = 133,4 \text{ min}^{-1}$$

2.1.4 Stanovení dílčích převodů a celkového převodu 2. stupně

Př.: 7 - Stanovení převodů 2. stupně

Dáno:

Vstupní převod	$i_{12} = 1,75$
Finální převod	$i_{rs} = 6,423$
Max. otáčky vřetene při 3. stupni	$n_{Mp} = n_{M3} = 400,3 \text{ min}^{-1}$
Účinnost převodu 1. stupně – odhad	$\eta_{1s,1} = 0,9$
Účinnost záběru ozub. Kol	$\eta = 0,98$
Omezný moment na vřetenu	$M_L = 140 \text{ kNm}$
2x motor Siemens 1PH7-224-PF:	
• Výkon motoru	$P = 200 \text{ kW}$
• Max. otáčky	$n_M = 4\,500 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$
• Regulační rozsah při konstantním výkonu motoru	$r_P = 3$
Obr. 12 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu (Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A)	
Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	
Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod	

Stanovit:

- dílčí převody : $i_{qr}, i_{2q,2}$
- celkový převod 2. stupně, max. a jmenovité otáčky na vřetenu: i_2, n_{M2}, n_{e2}

- Ze vztahů $n_L = \frac{P * \eta_{1s.1}}{2 * \pi * M_L}$ (9),

$$n_{e1} = n_L \dots \dots \dots \text{ a } a = \left(\frac{n_{Mp}}{n_{e1} * r_p^p} \right)^{\frac{1}{p-1}}$$

..... stanovíme průměrný mezistupňový pokles výkonu:

$$a = 1,172$$

- Ze vztahu $n_{M2} = \frac{n_{M3}}{r_p * a}$ (40) se stanoví max. otáčky 2. stupně:

$$n_{M2} = 113,8 \text{ min}^{-1}$$

- Ze vztahu $i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}}$ (46)

se stanoví:

$$i_2 = 39,5$$

- Ze vztahu $i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs}$ (47) se stanoví:

$$i_{2r.2} = 3,52$$

- Nejprve se určuje převod $i_{q.r}$ - s cílem dosáhnout co nejvyšší hodnoty převodu, který je určen maximálním průměrem D_8 (viz Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod):

- moment působící na kolo 8 se stanoví dosazením vztahu $i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{n_r}{n_s} = \frac{z_{10}}{z_9}$ (42)

do $M_{8.7} * \omega_r * \eta = M_L * \omega_s$ (75):

$$M_{8.7} = 22\,240 \text{ Nm}$$

Z Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod se určí průměr kola:

$$D_8 = 390 \text{ mm}$$

- modul $m_{7.8}$ se stanoví z výrazu $m = \sqrt{\frac{2 * M}{c * \psi * \pi * D}}$ (68) pro:

$$\begin{aligned} m &= m_{7.8} \\ M &= M_{8.7} \\ D &= D_8 \\ \psi &= 10 \end{aligned}$$

$$m_{7.8} = 8 \text{ mm}$$

- volba úhlu sklonu zubu $\beta_{9.10}$:

$$\beta_{7.8} = 15^\circ, \text{ pravé stoupání}$$

- stanovení počtu zubů kola ze vztahu:

$$z_8 = \frac{D_8 * \cos \beta_{7.8}}{m_{7.8}}$$

$$z_8 = 47$$

➤ volba počtu zubů pastorku $z_7 > 20$:

$$z_7 = 23$$

➤ stanovení převodu pomocí vztahu: $i_{qr} = \frac{z_8}{z_7}$

.....(50):

$$i_{qr} = 2,04$$

➤ teoretická osová vzdálenost se stanoví ze vztahu:

$$a_{7,8} = \frac{z_7 + z_8}{2 * \cos \beta_{7,8}} * m_{7,8} \dots \dots \dots (76)$$

$$a_{7,8} = 289,877 \text{ mm}$$

volba osové vzdálenosti $a_{wq,r}$:

$$a_{wq,r} = 295 \text{ mm}$$

• Dále se stanoví převod $i_{2q,2}$ pomocí vztahu

$$i_{2r,2} = i_{2q,2} * i_{qr} \dots \dots \dots (48):$$

$$i_{2q,2} = 1,722$$

➤ maximální moment $M_{6,5}$ působící na kolo 6 se stanoví dosazením výsledné hodnoty $i_{q,r}$ do vztahu

$$M_{6,5} * \omega_q * \eta = M_{8,7} * \omega_r \dots \dots \dots (77):$$

$$M_{6,5} = 11\,110 \text{ Nm}$$

➤ stanovení maximálního průměru kola D_6 pomocí vztahů:
 volba $\beta_{6,11} = 0^\circ$ (přesuvné kolo)

$$a_{56} = a_{wq,r}$$

$$a_{56} = \frac{z_5 + z_6}{2} * m_{5,6}$$

$$i_{2q,2} = \frac{z_6}{z_5} \dots \dots \dots (49)$$

$$D_6 = z_6 * m_{5,6} \dots \dots \dots (78)$$

Z těchto vztahů pak plyne:

$$D_6 = 2 * a_{56} * \frac{i_{2q,2}}{1 + i_{2q,2}} \dots \dots \dots (79)$$

$$D_6 = 367 \text{ mm}$$

➤ modul $m_{5,6}$ se stanoví z výrazu $m = \sqrt{\frac{2 * M}{c * \psi * \pi * D}}$

.....(68) pro:

$$m = m_{5,6}$$

$$M = M_{6,5}$$

$$D = D_6$$

$$\psi = 10$$

$$c = 65 \text{ MPa}$$

$m_{5,6} = 6 \text{ mm}$

- počet zubů kola (z_6) ze vztahu $D_6 = z_6 * m_{5,6}$
..... (78):

$$z_6 = \frac{D_6}{m_{5,6}}$$

$z_6 = 62$

- počet zubů kola (z_5) ze vztahu $i_{2q,2} = \frac{z_6}{z_5}$
..... (49) a následné stanovení převodu $i_{2q,2}$:

$z_5 = 36$
$i_{2q,2} = 1,722$

- teoretická osová vzdálenost:

$$a_{5,6} = \frac{z_5 + z_6}{2} * m_{5,6}$$

$a_{5,6} = 294 \text{ mm}$
$a_{wq,r} = 295 \text{ mm}$

$a_{5,6} < a_{wq,r}$

- celkový převod 2. stupně dle vztahu $i_2 = i_{12} * i_{2r,2} * i_{rs}$
..... (47):

$i_2 = 39,559$

- max. otáčky vřetene při 2. stupni dle $i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}}$
.....(46)

$n_{M2} = 113,8 \text{ min}^{-1}$

- jmenovité otáčky vřetene při 2. stupni

$n_{e2} = 37,9 \text{ min}^{-1}$

- pokles výkonu mezi stupni 3 a 2 dle vztahu $a_{i+1,i} = \frac{P}{P_{i+1,i}} = \frac{n_{ei+1}}{n_{Mi}}$
..... (4) pro $i = 2$:

$a_{32} = 1,17$

$a_{32} < a_M$	$a_M = 1,26$
----------------	--------------

2.1.5 Stanovení dílčích převodů 1. stupně

Př.: 8 - Stanovení převodů 1. stupně

Dáno:

Vstupní převod	$i_{12} = 1,75$
Finální převod	$i_{rs} = 6,423$
Převod předlohy společný pro 2. i 1. Stupeň	$i_{qr} = 2,04$
Max. otáčky vřetene při 2. stupni	$n_{M2} = 113,8 \text{ min}^{-1}$
Průměrný mezistupňový pokles výkonu:	$a = 1,172$
Účinnost záběru ozub. Kol	$\eta = 0,98$
Max. moment na kole 6 od kola 11	$M_{6,11} = M_{6,5} = 11\,110 \text{ Nm}$
Počet zubů kola 6	$z_6 = 62$
Motor Siemens 1PH7-224-PF:	

• Max. otáčky	$n_M = 4\,500 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$
• Regulační rozsah při konstantním výkonu motoru	$r_p = 3$
Obr. 12 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu (Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A)	
Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	

Stanovit:

- dílčí převody : $i_{pq}, i_{2p,1}$
- celkový převod 1. stupně, max. a jmenovité otáčky na vřetenu: i_1, n_{M1}, n_{e1}
- Ze vztahu $n_{M1} = \frac{n_{M2}}{r_p * a}$ (41) se

stanoví max. otáčky 1. stupně:

$n_{M1} = 32,4 \text{ min}^{-1}$

- Ze vztahu $i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}}$ (54)

se stanoví:

$i_1 = 139,02 \text{ min}^{-1}$

- Ze vztahu $i_1 = i_{12} * i_{2r,1} * i_{rs}$ (55). a
 $i_{2r,1} = i_{2q,1} * i_{qr}$ (56) se stanoví
 převod:

$i_{2q,1} = 6,05$

Tento převod je dán vztahem: $i_{2q,1} = i_{2p} * i_{pq}$

.....(57)

- Převod $i_{pq} = \frac{z_6}{z_{11}}$ (59)

bude určen volbou z_{11} (z_6 je dán):

$z_{11} = 25$
$i_{pq} = 2,48$

- Převod i_{2p} se pak stanoví ze vztahu $i_{2q,1} = i_{2p} * i_{pq}$
(57)

$i_{2p} = 2,44$

Dále se postupuje dle vztahu $i_{2p} = \frac{z_4}{z_3}$

.....(58), zvolí se počet zubů pastorku z_3 , stanoví se počet zubů z_4 a určí skutečný převod i_{2p} :

$z_3 = 28$
$z_4 = 69$
$i_{2p} = 2,46$

- maximální moment $M_{4,3}$ působící na kolo 4 se stanoví dosazením výsledné hodnoty $i_{p,q}$ do vztahu

$M_{4,3} * \omega_p * \eta = M_{6,5} * \omega_q$ (80):

$$M_{4,3} = 4570 \text{ Nm}$$

Do výrazu $m = \sqrt{\frac{2 * M}{c * \psi * \pi * D}}$ (68) se

dosadí vztahy:

$$\begin{aligned} m &= m_{34} \\ M &= M_{4,3} \\ D &= D_4 = m_{34} * z_4 \\ \psi &= 10 \end{aligned}$$

Výsledkem je:

$$m_{3,4} = \sqrt[3]{\frac{2 * M_{4,3}}{c * \psi * \pi * z_4}} \dots\dots\dots(81)$$

$$m_{3,4} = 4 \text{ mm}$$

➤ volba úhlu sklonu zubu $\beta_{3,4}$:

S ohledem na hluk při vysokých vstupních otáčkách	$\beta_{3,4} = 25^\circ$
---	--------------------------

➤ teoretická osová vzdálenost:

$$a_{2,p} = \frac{z_3 + z_4}{2 * \cos \beta_{3,4}} * m_{3,4} \dots\dots\dots(82)$$

$$a_{2,p} = 214,055 \text{ mm}$$

➤ skutečná osová vzdálenost (suhmotí 2, p) $a_{w.2,p}$:

$$a_{w.2,p} = 216 \text{ mm}$$

• celkový převod 1. stupně dle vztahu $i_1 = i_{12} * i_{2r,1} * i_{rs}$
(55)

$$i_1 = 140,376$$

• max. otáčky vřetene při 1. stupni pomocí $i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}}$
 (54)

$$n_{M1} = 32,1 \text{ min}^{-1}$$

• jmenovité otáčky vřetene při 1. stupni

$$n_{e1} = 10,7 \text{ min}^{-1}$$

• pokles výkonu mezi stupni 2 a 1 dle vztahu $a_{i+1,i} = \frac{P}{P_{i+1,i}} = \frac{n_{ei+1}}{n_{Mi}}$
 (4) pro $i = 1$:

$a_{21} < a_M$	$a_{21} = 1,18$ $a_M = 1,26$
----------------	---------------------------------

Tab. 2 – Ozubená kola – specifikace k Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A

Kolo	Počet zubů	Modul	Úhel sklonu	Smysl sklonu	Teoretická osová vzdál.	Osová vzdál.

		mm	°		mm	mm
1	36	4	25	levý	218,469	220
2	63			pravý		
3	28	4	25	levý	214,055	216
4	69			pravý		
5	36	6	0	-	294	295
6	62			-		
7	23	8	15	levý	289,877	295
8	47			pravý		
9	26	8	15	levý	799,233	801
10	167			pravý		
11	25	6	0	-	261	262
6	62			-		
12	32	4	25	levý	225	226
13	36					

2.1.6 Charakteristické parametry

Př.: 9 - Základní parametry převodovky

Dáno:

2x motor Siemens 1PH7-224-PF:	
• Výkon (celkový)	$P = 200 \text{ kW}$
• Max. otáčky	$n_M = 4\,500 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1\,500 \text{ min}^{-1}$
• Regulační rozsah při konstantním výkonu motoru	$r_p = 3$
Max. požadované otáčky vřetene při 3. stupni	$n_{Mp} = 400 \text{ min}^{-1}$
Účinnost záběru ozub. kol	$\eta = 0,98$
Omezný moment na vřetenu	$M_L = 140 \text{ kNm}$
Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	
Tab. 2 – Ozubená kola – specifikace k Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	

Stanovit:

- výsledné hodnoty převodů a účinností: $i_1, i_2, i_3, \eta_1, \eta_2, \eta_3$
- max. a jmenovité otáčky vřetene při jednotlivých stupních
- pokles výkonu mezi stupni
- jmenovité momenty při jednotlivých stupních
- Hodnoty převodů a účinností – vztahy se odvodí přímo ze schémat Obr. 12 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu (Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A):
 - převodový poměr a účinnost 1. stupně:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3} * \frac{z_6}{z_{11}} * \frac{z_8}{z_7} * \frac{z_{10}}{z_9}$$

$$\eta_1 = \eta^5$$

$i_1 = 140,37$
$\eta_1 = 0,9$

➤ převodový poměr a účinnost 2. stupně:

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_6}{z_5} * \frac{z_8}{z_7} * \frac{z_{10}}{z_9}$$

$$\eta_1 = \eta^4$$

$i_2 = 39,55$
$\eta_2 = 0,92$

➤ převodový poměr a účinnost 3. stupně:

$$i_3 = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_{10}}{z_9}$$

$$\eta_1 = \eta^2$$

$i_3 = 11,24$
$\eta_3 = 0,96$

• Max. a jmenovité otáčky vřetene pro:

➤ převodový poměr 1. stupně:

Ze vztahu $i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}}$ (54)

$n_{M1} = 32,1 \text{ min}^{-1}$
$n_{e1} = 10,7 \text{ min}^{-1}$

Otáčky vřetene při omezném momentu:

$$n_L = \frac{P * \eta_1}{2 * \pi * M_L}$$

$n_L = 10,8 \text{ min}^{-1}$

➤ převodový poměr 2. stupně

Ze vztahu $i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}}$ (46)

$n_{M2} = 113,8 \text{ min}^{-1}$
$n_{e2} = 37,9 \text{ min}^{-1}$

➤ převodový poměr 3. stupně:

Ze vztahu $i_3 = \frac{n_M}{n_{M3}} = \frac{n_e}{n_{e3}}$ (44):

$n_{M3} = 400,3 \text{ min}^{-1}$
$n_{e3} = 133,4 \text{ min}^{-1}$

• Odchylka max. otáček:

$$\Delta n_{M3} = \frac{n_{M3} - n_{Mp}}{n_{Mp}} * 100$$

Přípustná odchylka $\pm 2\%$	$\Delta n_{M3} = 0,07\%$
------------------------------	--------------------------

• Pokles výkonu mezi stupni:

➤ mezi 1. a 2. stupněm

$$a_{21} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}}$$

Přípustná hodnota 1,26	$a_{21} = 1,18$
------------------------	-----------------

➤ mezi 2. a 3. stupněm

Z původního kinematického schématu se vytvoří schéma Obr. 19 doplněním o tyto údaje:

- rozšíření počtu souhmotí
- označení dalších převodových prvků – mezhřídelových spojek, každé souhmotí bude mít nejméně 2 převodové prvky (hnačí – hnaný)
- označení smyslu hnačího momentu a otáček (mají shodný smysl s hnačím momentem) ve vztahu k zvolenému řeznému pohybu tj. (-) v levotočivé soustavě souřadnic, ve které je řešen program PREV:
 - pro soustružení: tzv. normální smysl soustružení
 - pro frézování: pravá fréza

Tab. 3 – Zatěžovací stavy – výstupní hřídel (vřeteno) – přiřazení veličin

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnačí moment $M_{10.9}$	Hnaný moment $M_{28.26}$	Otáčky souhmotí n_8	Doba běhu T_8
1.	1.1	$-M_L$	M_L	$-n_L$	$T_{8.1}$
	1.2	M_L	$-M_L$	n_L	$T_{8.2}$
2.	2.1	$-M_{e2}$	M_{e2}	$-n_{e2}$	$T_{8.3}$
	2.2	M_{e2}	$-M_{e2}$	n_{e2}	$T_{8.4}$
3.	3.1	$-M_{e3}$	M_{e3}	$-n_{e3}$	$T_{8.5}$
	3.2	M_{e3}	$-M_{e3}$	n_{e3}	$T_{8.6}$
T_{8c}				hod	$\sum_{i=1}^6 T_{8.i}$

Zatěžovací stavy 1.1, 2.1, 3.1 tj. doby běhu $T_{8.1}$, $T_{8.3}$, $T_{8.5}$ přísluší k tzv. normálnímu soustružení případně k frézování pravou frézou:

- jejich podíl k celkové době běhu $T_{8c} = T_c$ je:

$$\frac{T_{8.1} + T_{8.3} + T_{8.5}}{T_{8c}} = 0,8 \dots \dots \dots (84)$$

- podíl doby běhu jednotlivých stupňů:

$$T_{8.1} : T_{8.3} : T_{8.5} = T_{8.2} : T_{8.4} : T_{8.6} = 0,3 : 0,4 : 0,3 \dots \dots \dots (85)$$

- celková doba běhu:

$$T_{8c} = \sum_{i=1}^6 T_{8.i} \dots \dots \dots (86)$$

Z těchto vztahů vyplývají jednotlivé doby běhu T_{8i} pro $i = 1 \dots 6$.

Dále se stanoví:

- max. otáčky souhmotí

$$n_{8Max} = n_{M3} \dots \dots \dots (87)$$

- max. obvodová rychlost kol 9 a 10:

$$v_{9.10} = \frac{\pi * z_{10} * m_{9.10} * n_{8Max}}{\cos \beta_{9.10}} \dots \dots \dots (88)$$

Př.: 10 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH8

Dáno:

Omezný moment na vřetenu (při 1. stupni)	$M_L = 140 \text{ kNm}$
Otáčky při omezném momentu	$n_L = 10,8 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment na vřetenu při 2. Stupni	$M_{e2} = 46\,460 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky 2. Stupně	$n_{e2} = 37,9 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment na vřetenu při 3. Stupni	$M_{e3} = 13\,740 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky 3. Stupně	$n_{e3} = 133,4 \text{ min}^{-1}$
Max. otáčky 3. Stupně	$n_{M3} = 400 \text{ min}^{-1}$
Celková doba běhu [15]	$T_{8c} = 14\,000 \text{ hod}$
Tab. 3 – Zatěžovací stavy – výstupní hřídel (vřeteno) – přiřazení veličin	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů

Vyčíslí se doby běhu jednotlivých stupňů a společně s danými hodnotami se dosadí dle

Tab. 3 - viz Tab. 4- Zatěžovací stavy – souhmotí SH8 .

Tab. 4- Zatěžovací stavy – souhmotí SH8

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment $M_{10.9}$	Hnaný moment $M_{28.26}$	Otáčky souhmotí n_8	Doba běhu T_8
		Nm	Nm	min^{-1}	hod
1.	1.1	-140 000	140 000	-12,3	3 360
	1.2	140 000	-140 000	12,3	840
2.	2.1	-46 460	46 460	-37,9	4 480
	2.2	46 460	-46 460	37,9	1 120
3.	3.1	-13 740	13 740	-133,4	3 360
	3.2	13 740	-13 740	133,4	840
Max. otáčky		n_{8Max}		396	
Celková doba běhu		T_{8c}		Hod	14 000
Max. obvodová rychlost soukolí 9.10		$v_{9.10}$		$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	28,7

Př.: 11 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH4

Dáno:

Max. otáčky 3. Stupně	$n_{M3} = 400,3 \text{ min}^{-1}$
Tab. 4- Zatěžovací stavy – souhmotí SH8	
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	
Tab. 2 – Ozubená kola – specifikace k Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů

- Otáčky jsou dány vztahem:

$$n_{4i} = -n_{8i} * \frac{z_{10}}{z_9} \dots\dots\dots (89)$$

$$n_{4M} = n_{M3} * \frac{z_{10}}{z_9}$$

- Moment na pastorku 9 od kola 10:

$$M_{9,10i} = M_{10,9i} * \frac{z_9}{z_{10}} * \frac{1}{\eta}$$

- Součinitelé provozu jednotlivých stupňů:

$$k_{1i} = 1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \dots\dots \text{provoz 1. stupně} \dots\dots\dots (90)$$

$$k_{2i} = 0 \quad 0 \quad 1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad \dots\dots \text{provoz 2. stupně} \dots\dots\dots (91)$$

$$k_{3i} = 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 1 \quad \dots\dots \text{provoz 3. Stupně} \dots\dots\dots (92)$$

- Moment na spojce 25 od spojky 23 (3. stupeň):

$$M_{25,23i} = (-1) * M_{9,10i} * k_{3i} \dots\dots\dots (93)$$

- Moment na spojce 25 od spojky 24 (2. a 1. stupeň):

$$M_{25,23i} = (-1) * M_{9,10i} * (k_{1i} + k_{2i}) \dots\dots\dots (94)$$

- Doba běhu souhmotí SH4:

$$T_4 = T_8 \dots\dots\dots (95)$$

Tab. 5 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH4

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment $M_{25.24}$	Hnací moment $M_{25.23}$	Hnaný moment $M_{9.10}$	Otáčky souhmotí n_4	Doba běhu T_4
		Nm	Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	22 240	0	-22 240	69,3	3 360
	1.2	-22 240	0	22 240	-69,3	840
2.	2.1	7 380	0	-7 380	243,6	4 480
	2.2	-7 380	0	7 380	-243,6	1 120
3.	3.1	0	2 184	-2 184	857,1	3 360
	3.2	0	-2 184	2 184	-857,1	840
Max. otáčky		n_{4M}			2 600	
Celková doba běhu		T_{4c}			hod	14 000

Př.: 12 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH3

Dáno:

Max. otáčky 2. stupně	$n_{M2} = 113,8 \text{ min}^{-1}$
Tab. 5 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH4	
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů
- Otáčky

$$n_{3i} = n_{4i} * (k_{1i} + k_{2i}) \dots\dots\dots (96)$$

$$n_{3M} = n_{M2} * \frac{z_{10}}{z_9}$$

- Moment na kole 8 od pastorku 7:

$$M_{8.7i} = M_{25.24i} \dots\dots\dots (97)$$

- Moment na spojce 24 od spojky 25:

$$M_{24.25i} = -M_{8.7i} \dots\dots\dots (98)$$

- Doba běhu:

$$T_{3i} = T_{4i} * (k_{1i} + k_{2i}) \dots\dots\dots (99)$$

Tab. 6 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH3

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment $M_{8.7}$	Hnaný moment $M_{24.25}$	Otáčky souhmotí n_3	Doba běhu T_3
		Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	22 240	-22 240	69,3	3 360
	1.2	-22 240	22 240	-69,3	840
2.	2.1	7 380	-7 380	243,6	4 480
	2.2	-7 380	7 380	-243,6	1 120
3.	3.1	0	0	0	0
	3.2	0	0	0	0

Max. otáčky	n_{3Max}	730	
Celková doba běhu	T_{3c}	hod	9 800
Max. obvodová rychlost soukolí 7.8	$v_{7.8}$	m .s ⁻¹	14,6

Př.: 13 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH5

Dáno:

Max. otáčky 2. Stupně	$n_{M2} = 113,8 \text{ min}^{-1}$
Tab. 6 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH3	
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů
- Otáčky

$$n_5 = -n_3 * \frac{z_8}{z_7} \dots\dots\dots (100)$$

- Max. otáčky:

$$n_{5Max} = n_{M2} * \frac{z_{10}}{z_9} * \frac{z_8}{z_7} \dots\dots\dots(101)$$

- Moment na spojce 22 od spojky 21:

$$M_{22.21} = -M_{8.7} * \frac{z_7}{z_8} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots(102)$$

- Moment na pastorku 7 od kola 8:

$$M_{7.8} = -M_{22.21} \dots\dots\dots(103)$$

- Doba běhu:

$$T_5 = T_3 \dots\dots\dots(104)$$

Tab. 7 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH5

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment $M_{22.21}$	Hnaný moment $M_{7.8}$	Otáčky souhmotí n_5	Doba běhu T_5
		Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	-11 110	11 110	-142	3 360
	1.2	11 110	-11 110	142	840
2.	2.1	-3685	3685	-498	4 480
	2.2	3685	-3685	498	1 120
3.	3.1	0	0	0	0
	3.2	0	0	0	0
Max. otáčky		n_{5M}		1 500	
Celková doba běhu		T_{3c}		hod	9 800

Př.: 14 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH6

Dáno:

Tab. 7 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH5	
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů
- Otáčky

$$n_6 = n_5 \dots\dots\dots(105)$$

- Max. otáčky:

$$n_{6M} = n_{5M} \dots\dots\dots(106)$$

- Moment na kole 6 od pastorku 11:

$$M_{6.11i} = M_{22.21i} * k_{1i} \dots \dots \dots (107)$$

- Moment na kole 6 od pastorku 5:

$$M_{6.5i} = M_{22.21i} * k_{2i} \dots \dots \dots (108)$$

- Moment na spojce 21 od spojky 22:

$$M_{21.22} = -(M_{6.11} + M_{6.5}) \dots \dots \dots (109)$$

- Doba běhu:

$$T_6 = T_5 \dots \dots \dots (110)$$

Tab. 8- Zatěžovací stavy – souhmotí SH6

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment $M_{6.11}$	Hnací moment $M_{6.5}$	Hnaný moment $M_{21.22}$	Otáčky souhmotí n_4	Doba běhu T_4
		Nm	Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	-11 110	0	11 110	-142	3 360
	1.2	11 110	0	-11 110	142	840
2.	2.1	0	-3 685	3 685	-497,7	4 480
	2.2	0	3 685	-3 685	497,7	1 120
3.	3.1	0	0	0	0	0
	3.2	0	0	0	0	0
Max. otáčky		n_{6M}			1 500	
Celková doba běhu		T_{6c}			hod	9 800

Př.: 15 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH7

Dáno:

Max. otáčky 1. Stupně	$n_{M1} = 32,1 \text{ min}^{-1}$
Tab. 8- Zatěžovací stavy – souhmotí SH6	
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů
- Otáčky

$$n_7 = -n_6 * \frac{z_6}{z_{11}} * k_{1i} \dots \dots \dots (111)$$

- Max. otáčky:

$$n_{7M} = n_{M1} * \frac{z_6}{z_{11}} * \frac{z_8}{z_7} * \frac{z_{10}}{z_9} \dots \dots \dots (112)$$

- Moment na kole 4 od pastorku 3:

$$M_{43} = -M_{6.11} * \frac{z_{11}}{z_6} * k_{1i} \dots \dots \dots (113)$$

- Moment na pastorku 11 od kola 6:

$$M_{11,6} = -M_{4,3} \dots \dots \dots (114)$$

- Doba běhu:

$$T_7 = T_6 * k_{li} \dots \dots \dots (115)$$

Tab. 9 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH7

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment $M_{4.3}$	Hnaný moment $M_{11.6}$	Otáčky souhmotí n_7	Doba běhu T_7
		Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	4 570	-4 570	-351,2	3 360
	1.2	-4 570	4 570	351,2	840
2.	2.1	0	0	0	0
	2.2	0	0	0	0
3.	3.1	0	0	0	0
	3.2	0	0	0	0
Max. otáčky		n_{7M}		1 000	
Celková doba běhu		T_{7c}		hod	4 200

Př.: 16 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH2.

Dáno:

Tab. 9 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH7	
---	--

Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů

- Otáčky

$$n_2 = -n_{7i} * \frac{z_4}{z_3} - n_{6i} * \frac{z_6}{z_5} * k_{2i} + n_{4i} * k_{3i} \dots \dots \dots (116)$$

- Max. otáčky:

$$n_{2M} = n_{4M} \dots \dots \dots (117)$$

- Moment na pastorku 3 od kola 4:

$$M_{3,4} = M_{4,3} * \frac{z_3}{z_4} * \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots (118)$$

- Moment na pastorku 5 od kola 6:

$$M_{5,6} = M_{6,5} * \frac{z_5}{z_6} * \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots (119)$$

- Moment na spojce 23 od spojky 25:

$$M_{23.25} = -M_{25.23} \dots\dots\dots (120)$$

- Moment na kole 2 od pastorku I:

$$M_{2.1} = -\frac{1}{2} * (M_{3.4} + M_{5.6} + M_{23.25}) \dots\dots\dots (121)$$

- Moment na kole 2 od pastorku I2:

$$M_{2.12} = M_{2.1} \dots\dots\dots (122)$$

- Doba běhu:

$$T_2 = T_4 \dots\dots\dots (123)$$

Tab. 10 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH2

Převod. stupeň	Zatěž. stav	Hnací moment $M_{2.1}$	Hnací moment $M_{2.12}$	Hnaný moment $M_{3.4}$	Hnaný moment $M_{5.6}$	Hnaný moment $M_{23.25}$	Otáčky souhm. n_2	Doba běhu T_2
		Nm	Nm	Nm	Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	-946	-946	1 892	0	0	-851	3 360
	1.2	946	946	-1 892	0	0	851	840
2.	2.1	1 092	1 092	0	-2 184	0	849	4 480
	2.2	-1 092	-1 092	0	2 184	0	-849	1 120
3.	3.1	1 092	1 092	0	0	-2 184	0	3 360
	3.2	-1 092	-1 092	0	0	2 184	0	840
Max. otáčky		n_{2M}			2 600			
Celková doba běhu		T_{7c}			Hod			14 000

Př.: 17 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH1

Dáno:

Tab. 10 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH2	
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	

Stanovit:

- zatěžovací stavy jednotlivých stupňů

- Otáčky

$$n_1 = -n_2 * \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (124)$$

- Max. otáčky:

$$n_{1M} = n_{2M} * \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (125)$$

- Moment na spojce 20 od spojky 27:

$$M_{20.27} = M_{2.1} * \frac{z_1}{z_2} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots (126)$$

- Moment na pastorku 1 od kola 2:

$$M_{1.2} = -M_{20.27} \dots\dots\dots (127)$$

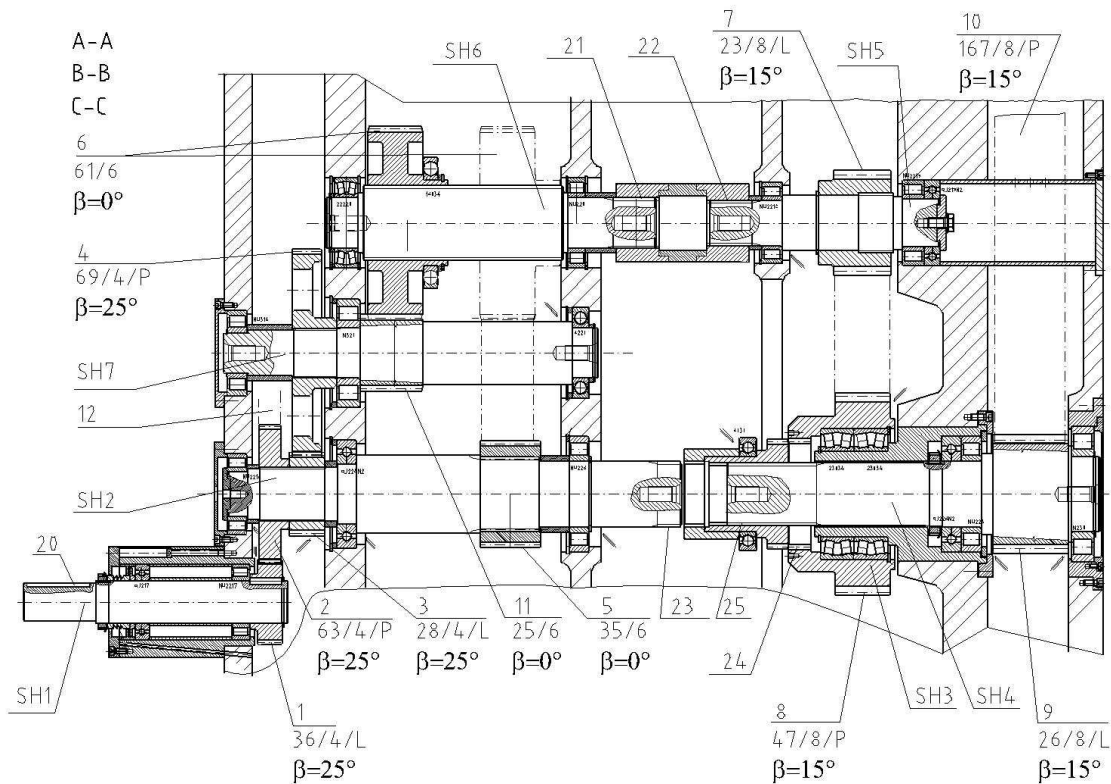
- Doba běhu:

$$T_2 = T_4 \dots\dots\dots (128)$$

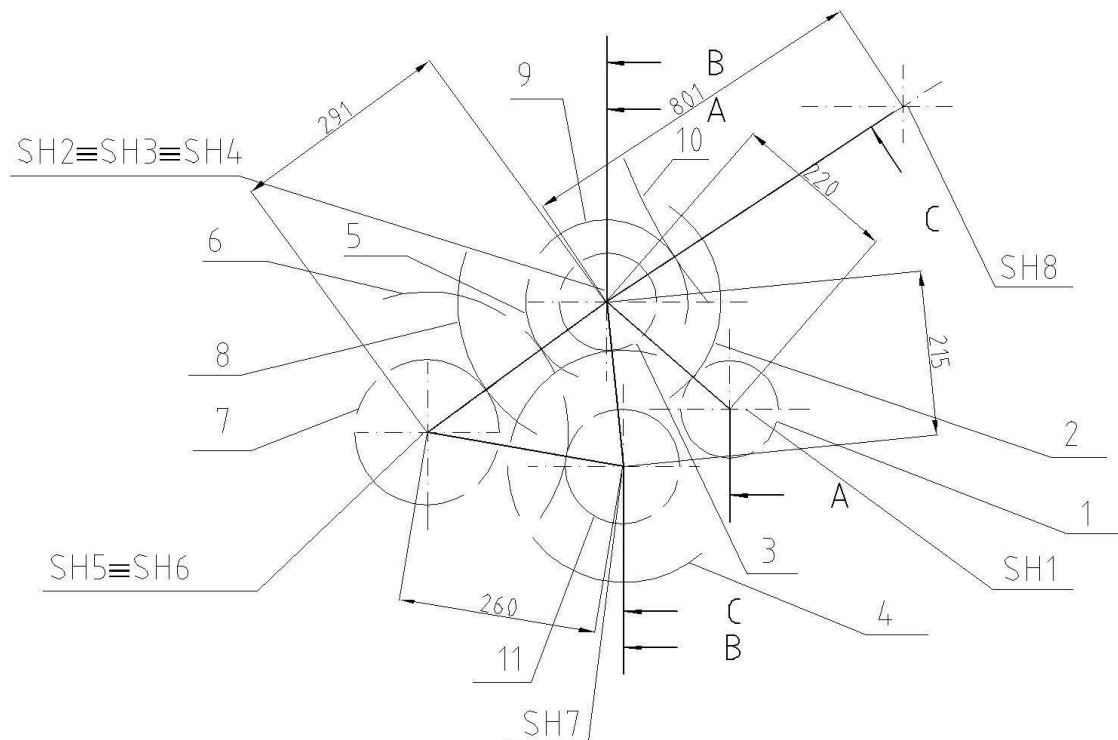
Tab. 11 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH1

Převodový stupeň	Zatěžovací stav	Hnací moment <i>M</i> _{20.27}	Hnaný moment <i>M</i> _{1.2}	Otáčky souhmotí <i>n</i> ₁	Doba běhu <i>T</i> ₁
		Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1.	1.1	551,7	-551,7	1 510	3 360
	1.2	-551,7	551,7	-1 510	840
2.	2.1	-636	636	-1 500	4 480
	2.2	636	-636	1 500	1 120
3.	3.1	-636	636	-1 500	3 360
	3.2	636	-636	1 500	840

Max. otáčky	<i>n</i> _{1M}	4 500	
Celková doba běhu	<i>T</i> _{1c}	Hod	14 000



Obr. 20 – Hlavní pohon soustruhu – 3 stupně – řezy A-A, B-B, C-C [4]



Obr. 21 - Hlavní pohon soustruhu – 3 stupně – pohled

2.1.8 Zpracování návrhu převodovky:

Zatěžovací stavy jednotlivých souhmotí uvedené v tabulkách, dále specifikace ozubených kol Tab. 2, kinematické schéma Obr. 19 a náčrt skříně vřeteníku Obr. 18 umožňují zpracovat náčrty jednotlivých souhmotí a návrh převodovky (Obr. 20,

Obr. 21).

Údaje získané z návrhu (rozměry hřídele, ložiska, spojovací prvky, mezi hřídelové spojky, souřadnice prvků) lze pak zadávat do programu PREV.

Z výsledkových souborů PREV se zjistí:

- statická a dynamická kontrola ložisek (součinitel statické bezpečnosti, trvanlivost a potřebná dynamická únosnost vzhledem k zadané době běhu, bezpečnost proti přetáčkování – kontrola ložisek vzhledem k tepotní stabilitě - viz [10])
- sklon v místech ložisek – viz Tab. 12

Tab. 12 - Přípustné hodnoty sklonu hřídele v ložisku [1]

Ložisko	Sklon			Max. zatížení
	'	•	rad	
Válečkové N., NN, kuželíková	4	0,07	0,001	P/C < 0,2
Kuličková ložiska:				
• 62, 622, 63, 623, 64	16	0,27	0,005	
• 618, 160, 60	10	0,17	0,003	
• dvouřadá	-	4	0,070	
Soudečková:				
• jednořadá	-	4	0,070	
• dvouřadá	-	0,5	0,009	

- maximální napětí jsou stanovena ze zatížení ohybem a krutem tj. dle vztahu:

$$\sigma_M = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2}$$

Statická bezpečnost se stanoví ze vztahu:

$$S_{St} = \frac{R_e}{k_z * \sigma_M} \geq 1,25$$

Kde je:

R_e ...mez kluzu v tahu

k_zsoučinitel max. zatížení dle Tab. 13

Tab. 13 – Součinitel maximálního zatížení pohonu

Způsob obrábění	k_z
Soustružení – 2. hrubování, dokončování	1
Soustružení – 1. hrubování	1,5
Čelní frézování	1,5
Frézování kotoučovou fézou při nerovnoměrném přídavku	2
Rozběh, brzdění pohonu	$k_z = \frac{M_a}{M_e}$
M_a ...rozběhový nebo brzdový moment, M_e ...jmenovitý moment	

Ohybové napětí je obvykle střídavé – je proto vhodné provést výpočet dynamické bezpečnosti s využitím např. [14].

- deformace v ozubených převodech – porovnají se s hodnotami v Tab. 14

Tab. 14- Dovolené deformace v ozubených převodech

		[6]	[14]	[14]	
		Čelní kola	Čelní kola	Kuž. kola	Pozn.:
Posunutí	mm	0,04	0,001 m	0,005 m	m...modul
Sklon	rad	0,001	-	-	

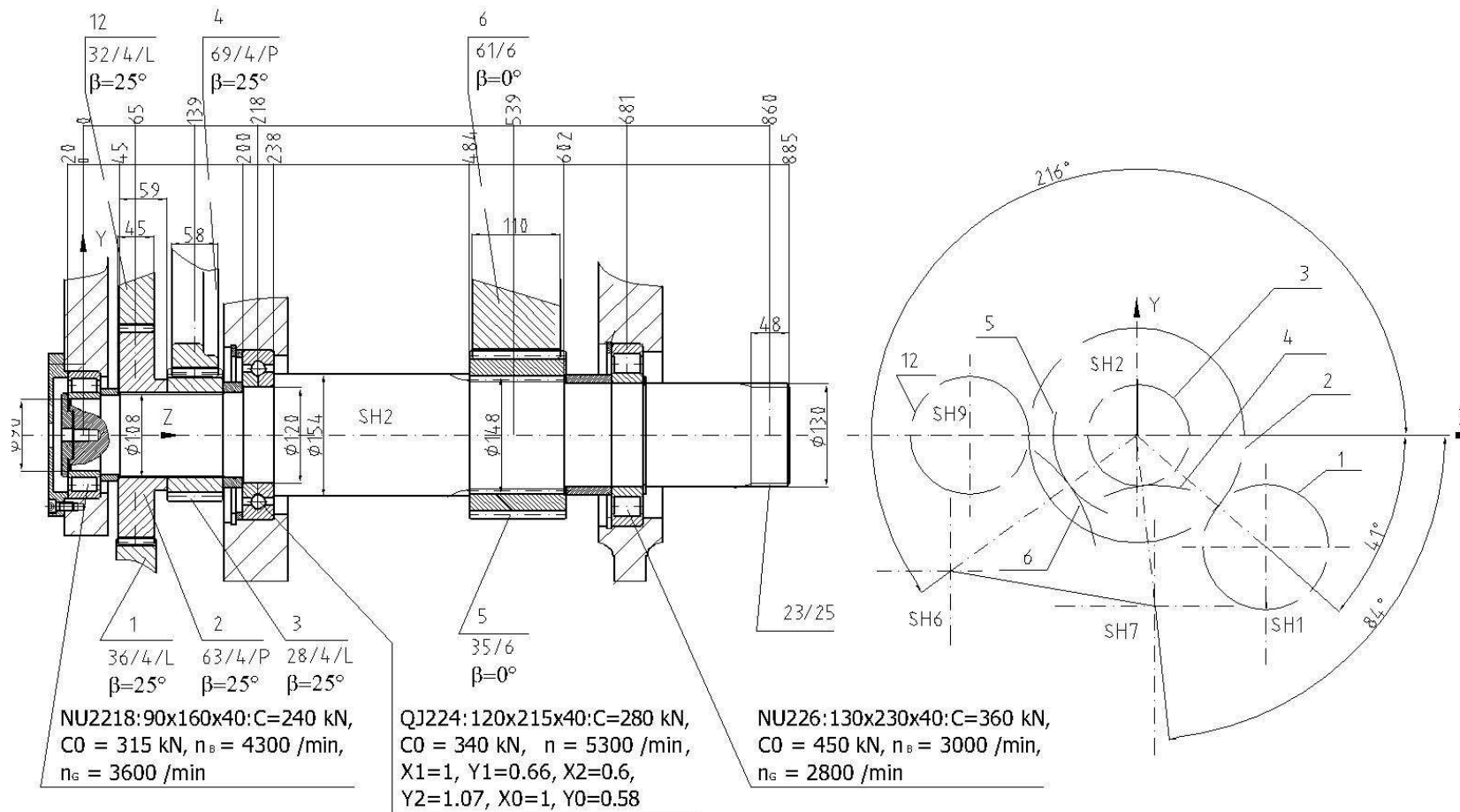
Pozn.: Velké hodnoty deformací negativně ovlivňují velikost přenášeného výkonu.

- max. obvodové rychlosti ozubených kol - porovnají se přípustnou hodnotou $v_D = 35 - 40$ m/s používanou při konstrukci obráběcích strojů. Rychloběžné převodovky užívané v energetice(pohony turbin, generátorů a kompresorů) využívají max. rychlostí 100 – 200 m/s.
- pevnostní výpočty ozubených kol – porovnají se s hodnotami v
- Tab. 15

Tab. 15 - Součinitelé bezpečnosti ozubeného převodu

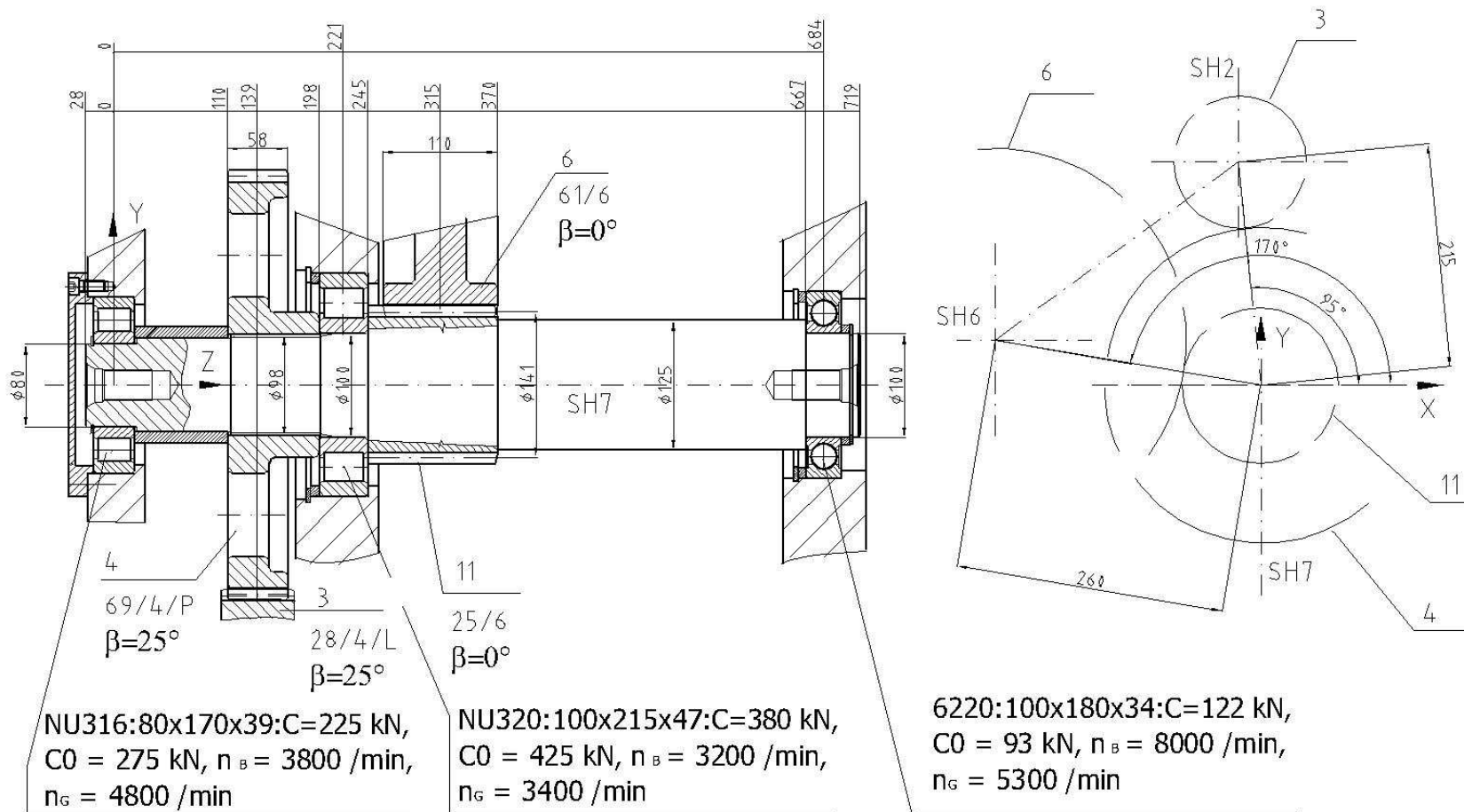
Součinitelé bezpečnosti	Dovolená hodnota
Ohyb	1,7
Dotyk	1,2

Tyto údaje se pak použijí pro rekonstrukci souhmotí (tj. především rozměry ozubených kol a ložisek). Jednotlivá souhmotí pak tvoří celkovou sestavu (Obr. 20).



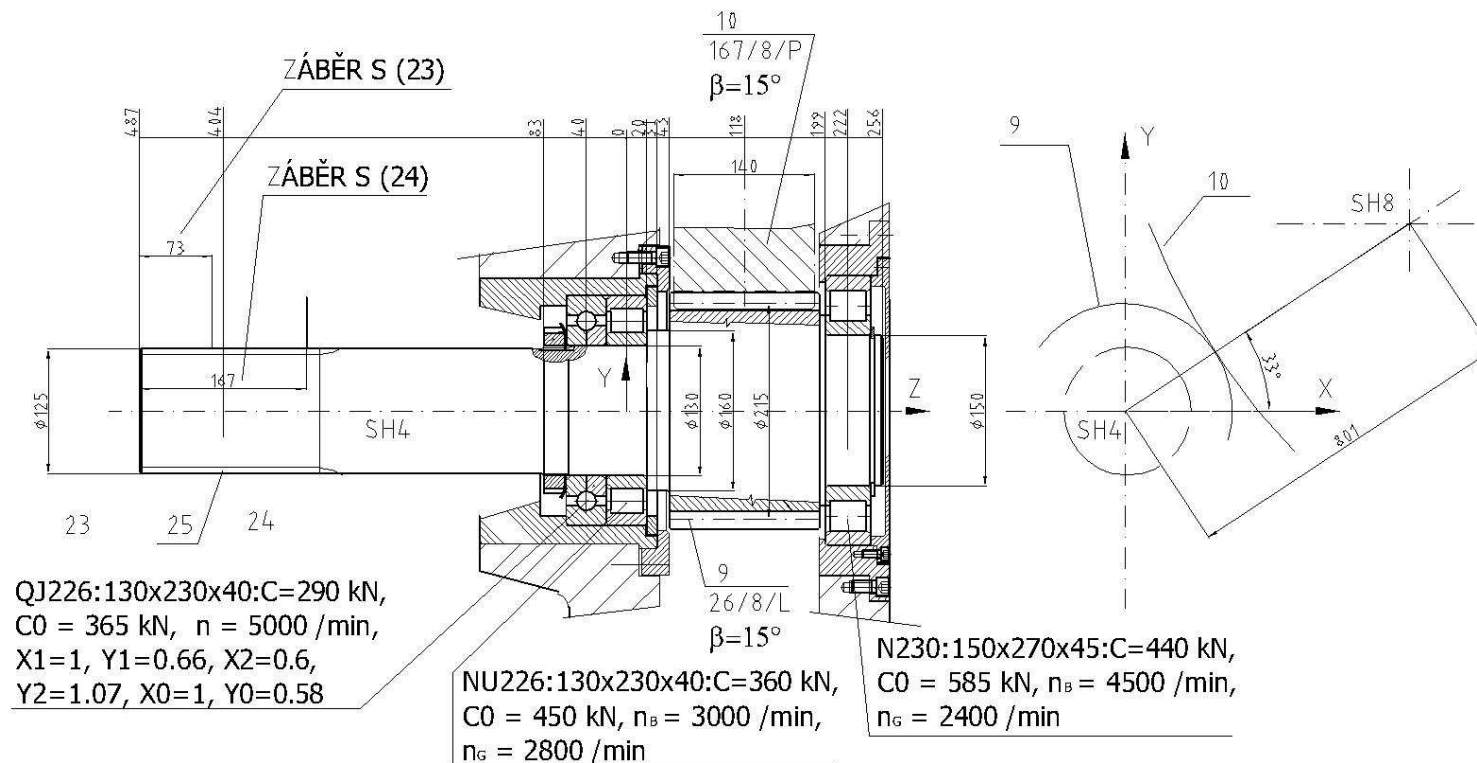
Obr. 23 – Souhmotí SH2 [4]

Název příslušného souboru PREV [16]	hpsh2.dhl
Název výsledkového souboru PREV[16]	hpsh2.vys



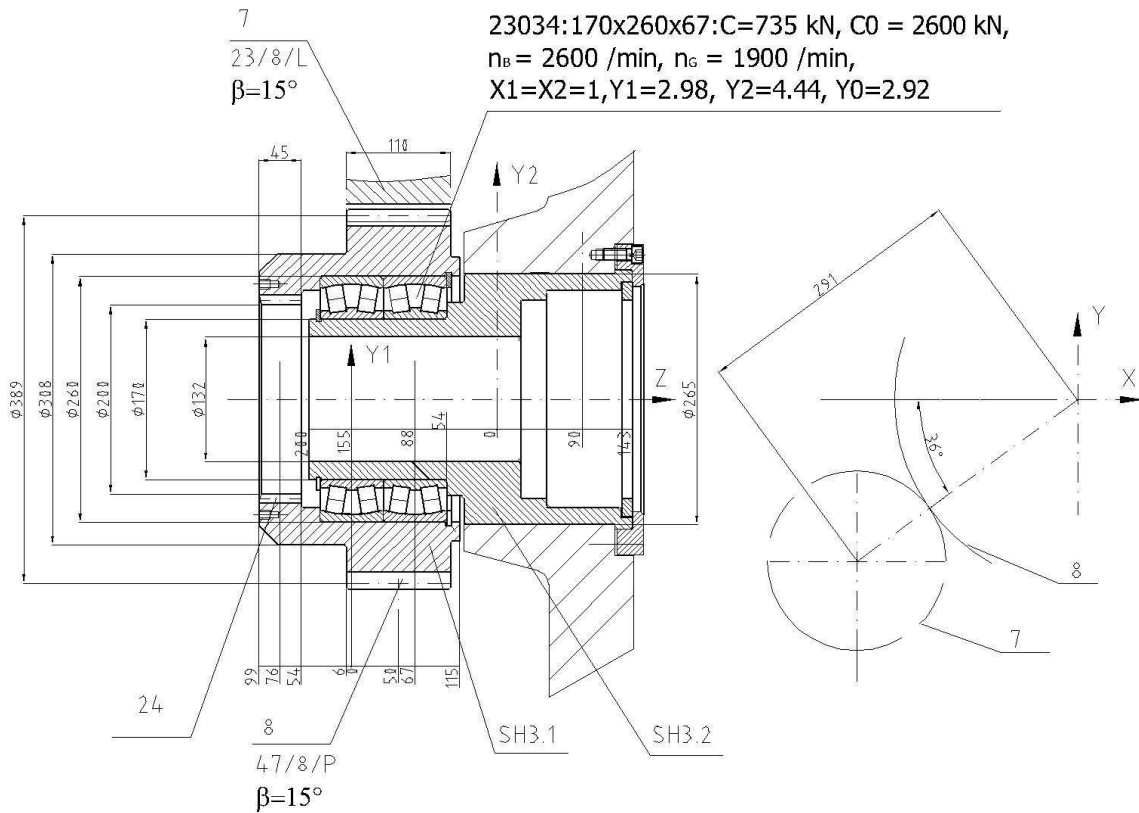
Obr. 24 - Souhmotí SH7 [4]

Název příslušného souboru PREV [16]	hpsh7.dhl
Název výsledkového souboru PREV [16]	hpsh7.vys



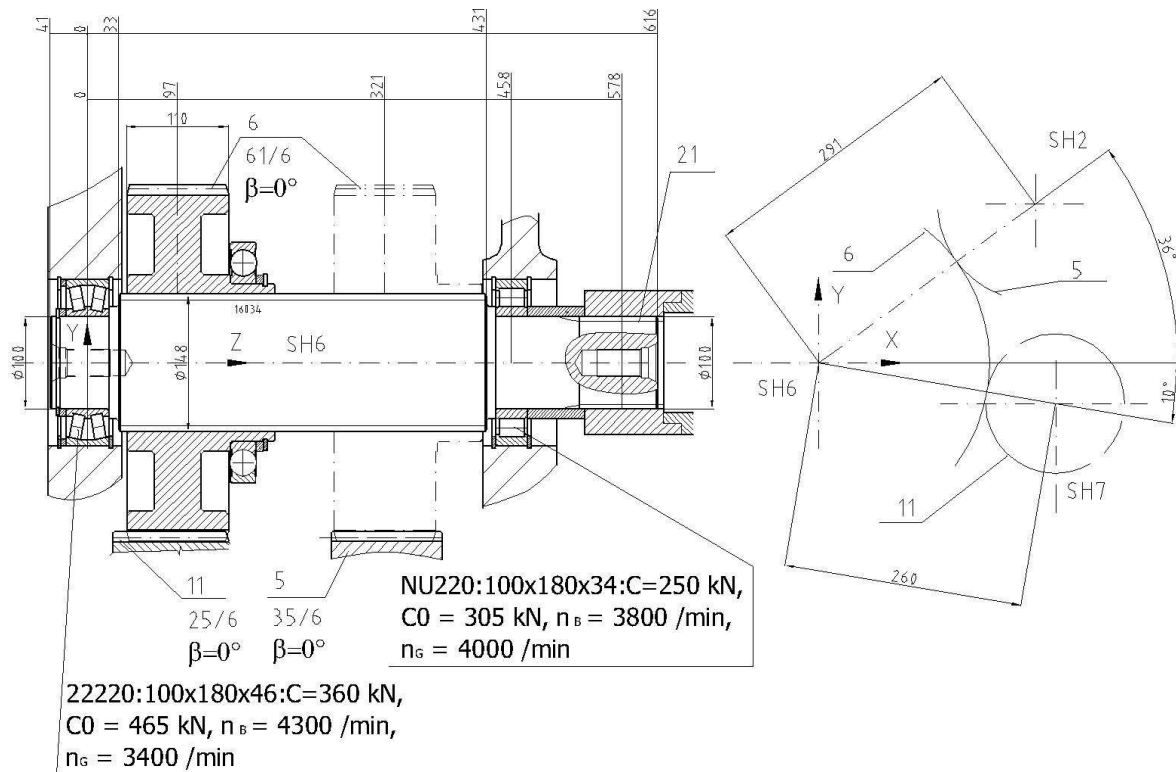
Obr. 25 - Souhmotí SH4 [4]

Název příslušného souboru PREV [16]	hpsh4.dhl
Název výsledkového souboru PREV [16]	hpsh4.vys



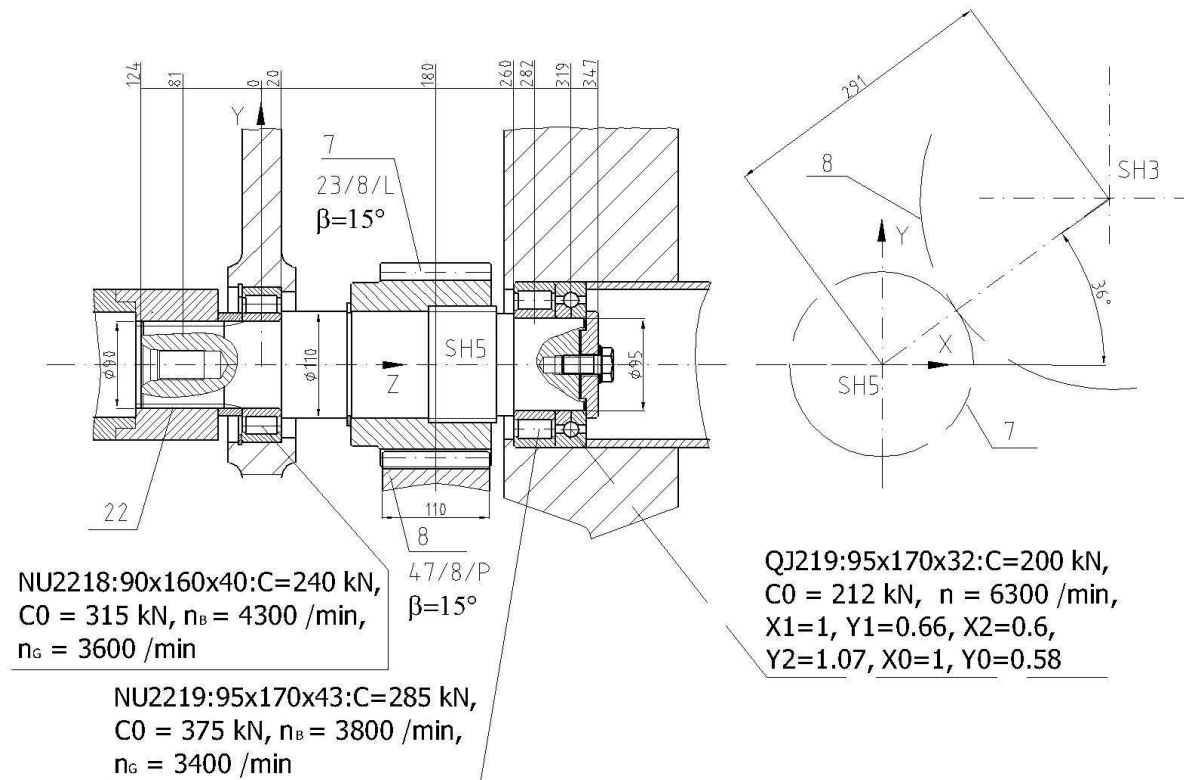
Obr. 26 – Souhmotí SH3 [4]

Název příslušného souboru PREV [16]	hpsh3.dhl
Název výsledkového souboru PREV [16]	hpsh3.vys



Obr. 27 – Souhmotí SH6 [4]

Název příslušného souboru PREV [16]	hpsh6.dhl
Název výsledkového souboru PREV [16]	hpsh6.vys



Obr. 28 – Souhmotí SH5 [4]

Název příslušného souboru PREV [16]	hpsh5.dhl
Název výsledkového souboru PREV [16]	hpsh5.vys

2.2 Dvoustupňová převodovka

2.2.1 Otáčkový diagram a kinematické schéma:

Dvoustupňová případně jednostupňová převodovka je nejčastějším řešením hlavního pohonu zvláště u obráběcích strojů menších a středních rozměrů.

Při tvorbě pohonu se vychází z těchto údajů:

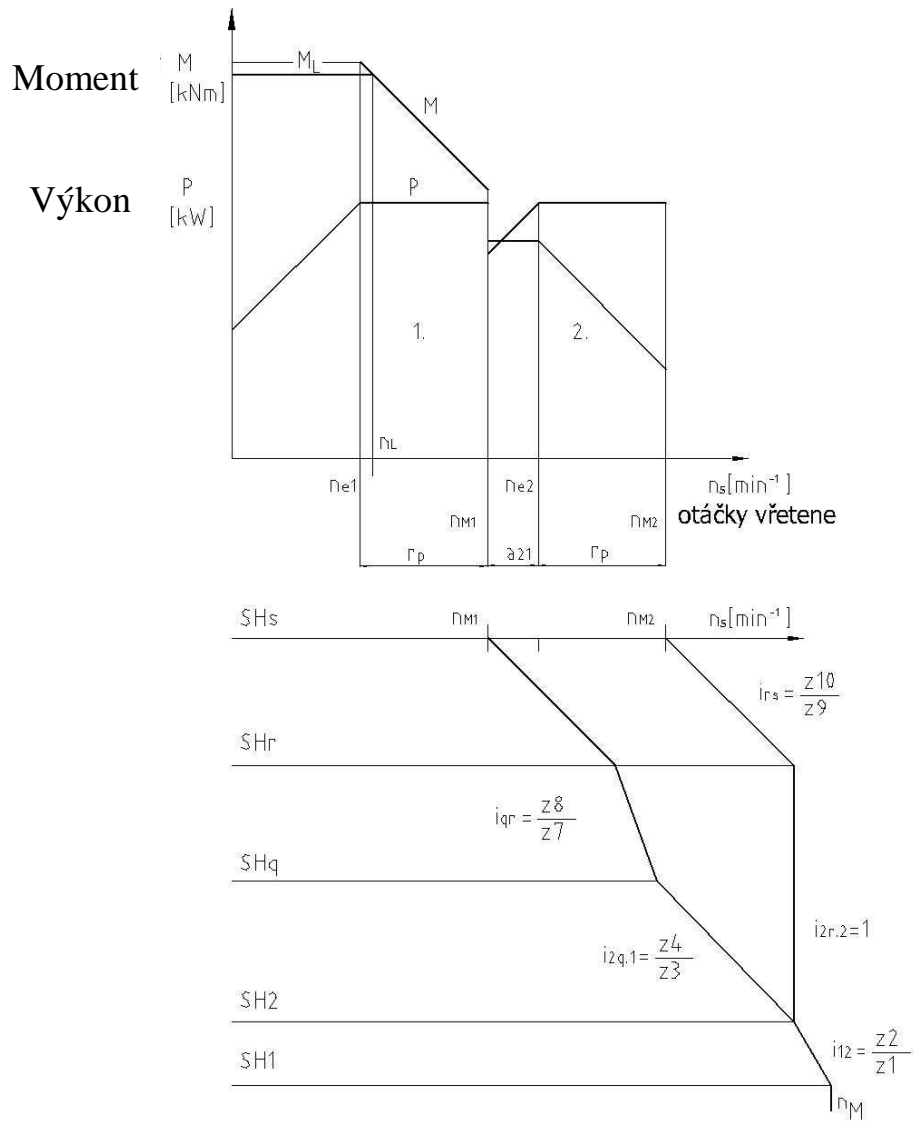
- určení počtu stupňů převodovky na základě daných veličin P , M_L , n_{Mp} , a_M (viz **Př.: 1**- Hlavní pohon soustruhu - počet stupňů)
- stanovení charakteristiky otáček, krouticího momentu a výkonu, otáčkového diagramu a kinematického schématu

V Obr. 29 je závislost výkonu a momentu doplněná o maximální otáčky vřetene při jednotlivých stupních. Tyto otáčky se stanoví takto:

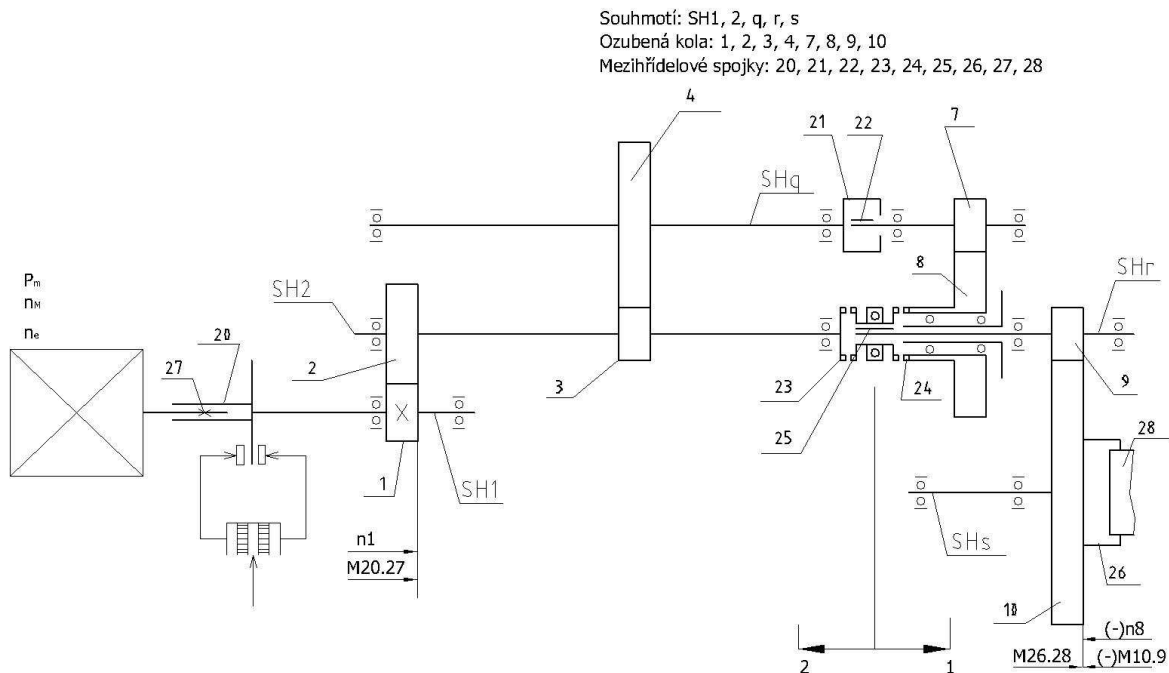
$$n_{M2} = n_{Mp} \dots\dots\dots (129)$$

$$n_{M1} = \frac{n_{M2}}{r_p * a} \dots\dots\dots (130)$$

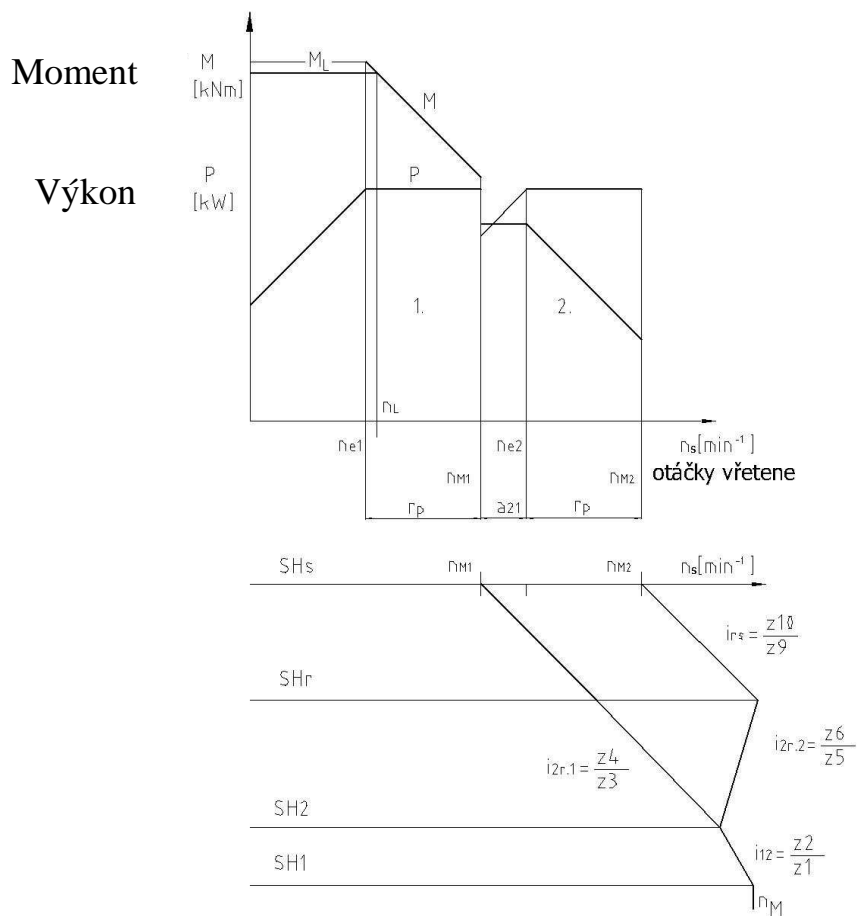
Z tohoto grafu se přenesou vyznačené otáčky vřetene do otáčkového diagramu (Obr. 30- souhmotí SHs). Současně se začne tvořit kinematické schéma. V současnosti se používají vzorové varianty kinematických schémat pro $p = 2$ na Obr. 30, Obr. 32, Obr. 34.



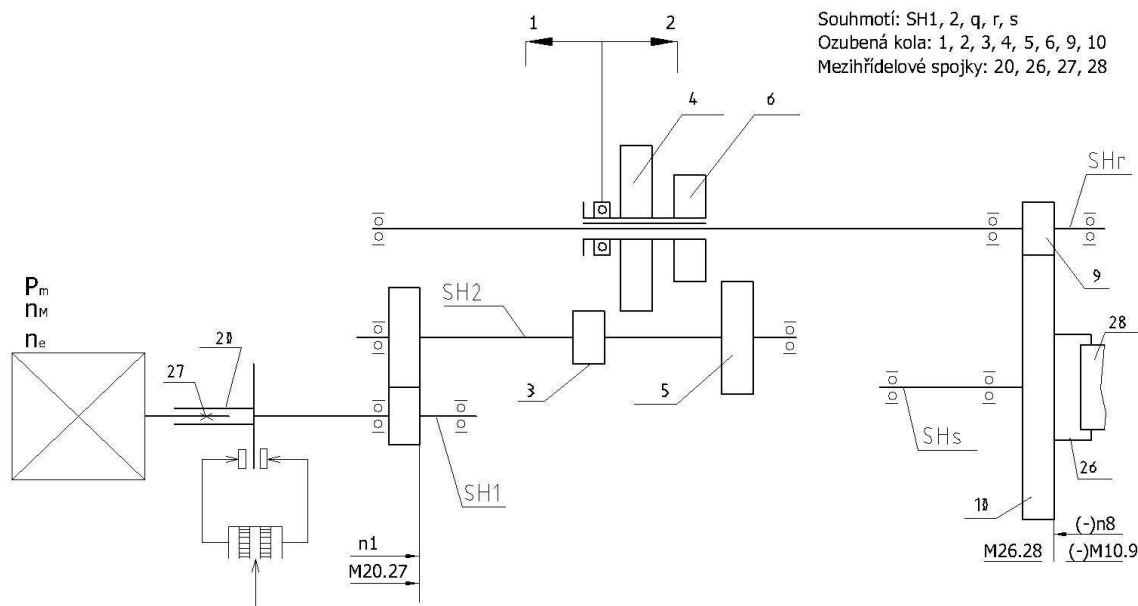
Obr. 29 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 30 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojkou)



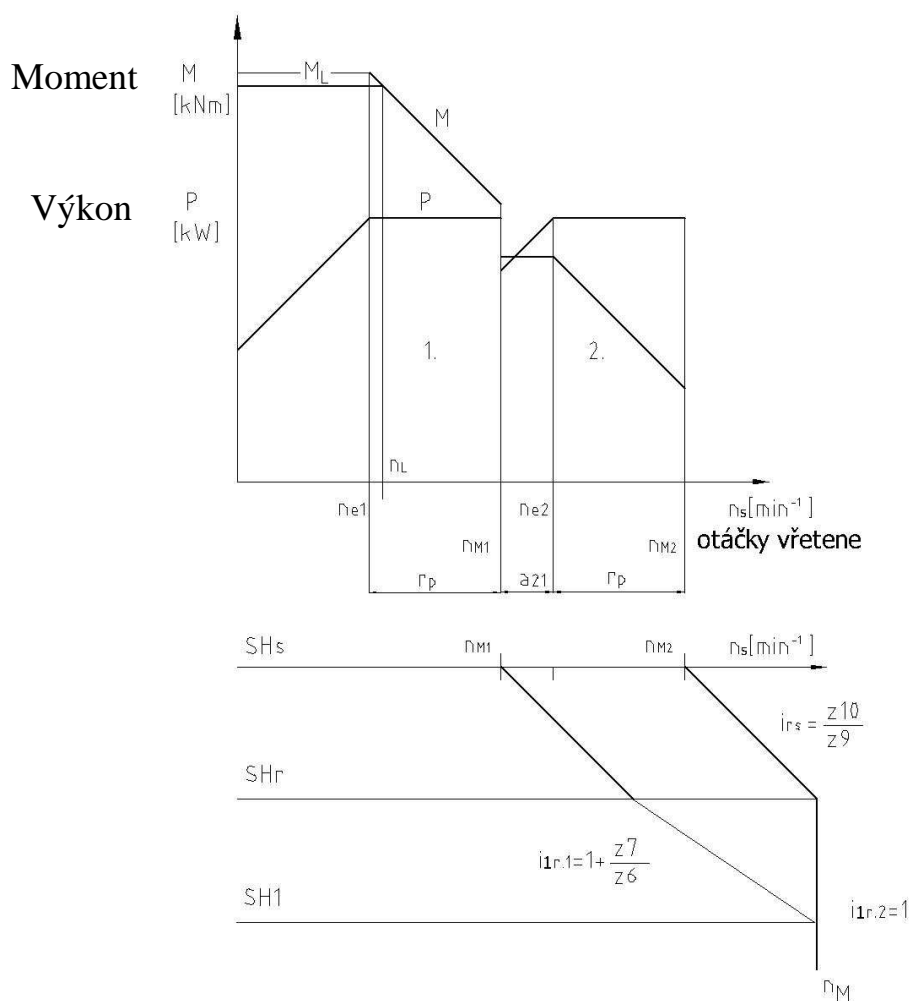
Obr. 30 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojkou



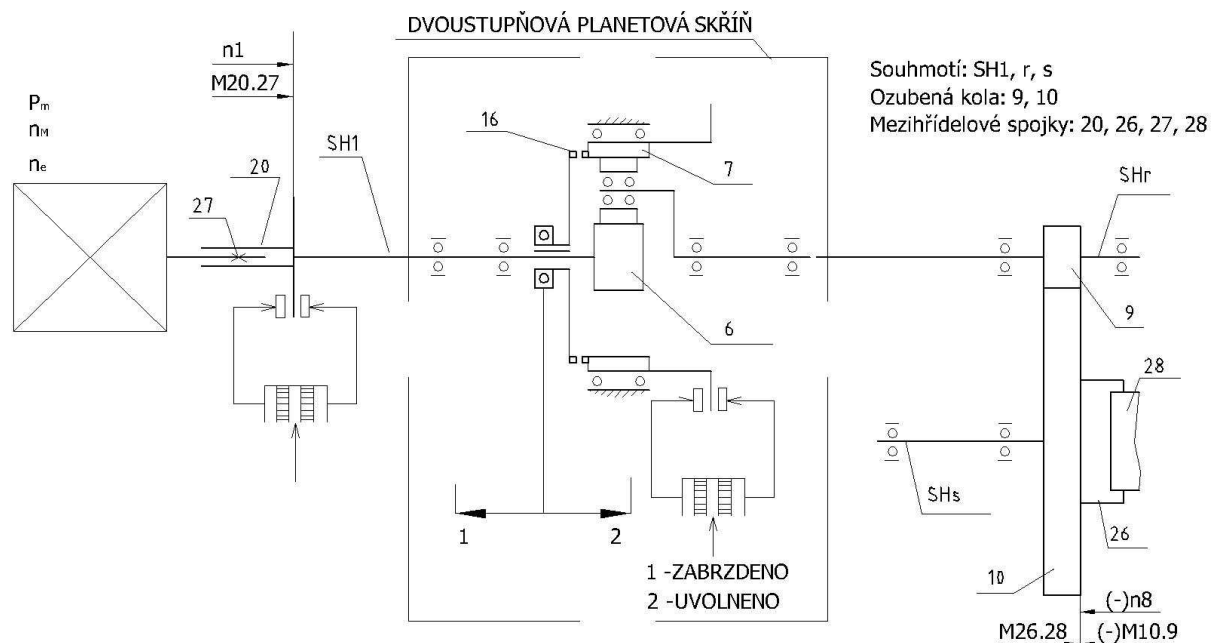
Obr. 31- Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly)



Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly



Obr. 33 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 34 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojky a brzdy planetové skříně



Obr. 34 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojky a brzdy planetové skříně

Tab. 16 - Hodnocení variant kinematického schématu dvoustupňové převodovky

Kriterium /varianta	Obr. 30 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojkou	Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly	Obr. 34 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojky a brzdy planetové skříně	Hodnocení kritéria
Počet kol (bez vstupního a finálního převodu)	4	4	zahrnuto v subdodávce	Pro soustruhy nepodstatné, u horizontek významnější - prostor
Počet hřídelí (bez vstupního a finálního převodu)	2	2	1	Pro soustruhy nepodstatné, u horizontek významnější - prostor
Průhyb hřídele přesuvného kola	-	větší	-	Podstatné u větších momentů
Velikost převodu jednoho páru kol předloh pro 1. stupeň	2	2- 3, převod do rychla	-	Podstatné u větších momentů – vede k velkým rozměrům kol
Počet záběrů kol při 2. stupni bez vstupního a finálního převodu	2	1	3	Podstatné při vysokých obvodových rychlostech - hluk

Počet přesouvadel	1	1	zahrnuto v subdodávce	Většinou nepodstatné
Torzní tuhost na vřetenu pro srovnatelné uspořádání	vysoká	nižší	nižší	Podstatné pro těžké a střední soustruhy a speciální frézovací stroje, pro horizontky méně významné
Konstrukční a výrobní náročnost	vysoká	vysoká	nižší - vysoký podíl subdodávek	Podstatné

2.2.2 Kinematické vztahy:

Všechny varianty převodovek obsahují:

- finální převod, který je určen vztahem:

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{n_r}{n_s} = \frac{z_{10}}{z_9} \dots\dots\dots (42)$$

- vstupní převod:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_2}{z_{13}} \dots\dots\dots (43)$$

Pro schéma dle Obr. 30 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojkou

- celkový převod 2. stupně:

$$i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}} \dots\dots\dots (46)$$

$$i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs} \dots\dots\dots (47)$$

- dílčí převod:

$$i_{2r.2} = 1$$

Převod mezi vstupním a finálním převodem je zde určen přesuvnou zubovou spojkou.

- celkový převod 1. stupně:

$$i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}} \dots\dots\dots (131)$$

$$i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs} \dots\dots\dots (132)$$

- dílčí převod:

$$i_{2r.1} = i_{2q} * i_{qr} \dots\dots\dots (133)$$

$$i_{2q} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots (134)$$

$$i_{qr} = \frac{z_8}{z_7} \dots\dots\dots (135)$$

Pro schéma Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly:

- celkový převod 2. stupně

Dle vztahů $i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}} \dots\dots\dots(46)$,

$i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs} \dots\dots\dots(47)$

➤ dílčí převod:

$i_{2r.2} = \frac{z_6}{z_5} \dots\dots\dots(136)$

- celkový převod 1. stupně pro schéma Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly

Dle $i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}} \dots\dots\dots(131)$,

$i_1 = i_{12} * i_{2r.1} * i_{rs} \dots\dots\dots(132)$

➤ dílčí převod:

$i_{2r.1} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots(137)$

Z uvedených vztahů se stanoví:

$\frac{i_1}{i_2} = \frac{n_{M2}}{n_{M1}} = \frac{i_{2r.1}}{i_{2r.2}} = \frac{z_4}{z_3} * \frac{z_5}{z_6} \dots\dots\dots(138)$

Dále se postupuje takto:

- volba $i_{2r.2} = 1$
- stanovení převodu:

$i_{2r.1} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{z_4}{z_3}$

- volba pastorku z_3 , výpočet z_4
- stanovení momentu na kole 4
- stanovení modulu na kole 4 dosazením příslušných veličin do vztahu

$m_{1.2} = \sqrt[3]{\frac{2 * M_{20.27}}{c * \psi * \pi * z_1}} \dots\dots\dots(74)$

- stanovení osové vzdálenosti
- pokud je nutné z prostorových důvodů snížit osovou vzdálenost, pak snižuje převod $i_{2r.1}$ a vlivem toho se mění převod na hodnotu $i_{2r.2} < 1$.

Př.: 18 - Stanovení převodovky hlavního pohonu.

Dáno:

Omezný moment na vřetenu	$M_L = 2\ 200\ \text{Nm}$
Max. otáčky na vřetenu	$n_{Mp} = 3\ 000\ \text{min}^{-1}$
Přípustný pokles výkonu mezi stupni	$a_M = 1,26$
Účinnost 1. stupně	$\eta_{1s.1} = 0,9$
Motor Siemens 1PH7-186-MS:	
• Výkon motoru	$P = 60\ \text{kW}$
• Max. otáčky	$n_M = 5\ 000\ \text{min}^{-1}$
• Jmenovité otáčky	$n_e = 1\ 250\ \text{min}^{-1}$

Užití pro vodorovnou vyvrtávačku

Stanovit:

- počet stupňů převodovky: p
- variantu kinematického schématu
- finální převod a vstupní převod: i_{rs}, i_{12}
- celkový převod a max. a jmenovité otáčky 3. stupně na vřeteně: i_3, n_{M3}, n_{e3}

Otáčky příslušné k omeznému momentu M_L jsou dány vztahem: $n_L = \frac{P * \eta_{1s.1}}{2 * \pi * M_L}$

.....

$n_L = 234 \text{ min}^{-1}$
$n_{e1} = n_L$
$a = a_M = 1,26$

Počet stupňů se stanoví ze vztahu: $p = \frac{\log(\frac{n_{Mp}}{n_{e1}} * a)}{\log(r_p * a)}$

.....(13):

$p = 2$

Volba varianty kin. schématu dle Tab. 16: Obr. 33 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 34 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojky a brzdy planetové skříně). Z tohoto schématu je zřejmé:

$i_{12} = i_{2r.2} = 1$

Převod 2. stupně je dán vztahem:

$i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}}$ (46):

$i_2 = 1,667$

Ze vztahu $i_2 = i_{12} * i_{2r.2} * i_{rs}$ (47)ze kterého plyne:

$i_{rs} = 1,667$

Dle $i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{n_r}{n_s} = \frac{z_{10}}{z_9}$ (42) a volbou dle

konstrukce vřeteníku se stanoví počty zubů pastorku a kola a tím velikost finálního převodu:

$z_9 = 48$
$z_{10} = 79$

$i_{rs} = 1,64$
$i_2 = i_{rs}$
$\eta_{rs} = 0,98 = \eta_{1s.2}$

Max. a jmenovité otáčky 2. stupně jsou dle vztahu $i_2 = \frac{n_M}{n_{M2}} = \frac{n_e}{n_{e2}}$

.....(46):

$n_{M2} = 3\,038 \text{ min}^{-1}$
Vyhovuje $n_{Mp} = 3\,000 \text{ min}^{-1}$

$n_{e2} = 759,5 \text{ min}^{-1}$

Jmenovitý moment motoru se stanoví ze vztahu:

$$M_e = \frac{P}{2\pi n_e}$$

$M_e = 458 \text{ Nm}$

Jmenovitý moment na vřetenu při 2. převodovém stupni se stanoví ze vztahu:

$$M_e * \omega_e * \eta_{1s,2} = M_{e2} * \omega_{e2}$$

$$\text{tj.: } M_{e2} = M_e * i_2 * \eta_{1s,2}$$

$M_{e2} = 736 \text{ Nm}$

Převod 1. stupně je dán vztahem:

$$i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}} \dots\dots\dots (131)$$

$i_1 = 5,34$

Ze vztahů $i_2 = i_{12} * i_{2r,2} * i_{rs} \dots\dots\dots (47)$ a

$i_1 = i_{12} * i_{2r,1} * i_{rs} \dots\dots\dots (132)$ stanovíme požadovaný

$$\text{převod } i_{2r,1} = \frac{i_1}{i_2} :$$

$i_{2r,1} = 3,2$

Pro návrh převodovky je nutno stanovit její výstupní moment M_r ze vztahu:

$$M_r * \omega_r * \eta = M_s * \omega_s$$

$$\text{tj.: } M_r = M_s * \frac{1}{i_{rs} * \eta}$$

Pro $M_s = M_L$ je pak:

Požadavek	$M_r = 1\,369 \text{ Nm}$
-----------	---------------------------

Volba převodovky z katalogu:

Obr. 35 - Dvoustupňová planetová převodovka	ZF - DUOPLAN 2K800 [5]
	$i_{2r,1} = 4$
	$M_r = 3\,200 \text{ Nm}$
	$\eta_{2r,1} = 0,9$

Celkový převod a účinnost 1. stupně:

Ze vztahu $i_1 = i_{12} * i_{2r,1} * i_{rs} \dots\dots\dots (132)$ a obdobně:

$$\eta_1 = \eta_{12} * \eta_{2r,1} * \eta_{rs}$$

$i_1 = 6,58$

$\eta_1 = 0,88$

Max. a jmenovité otáčky 1. stupně jsou dle vztahu $i_1 = \frac{n_M}{n_{M1}} = \frac{n_e}{n_{e1}}$

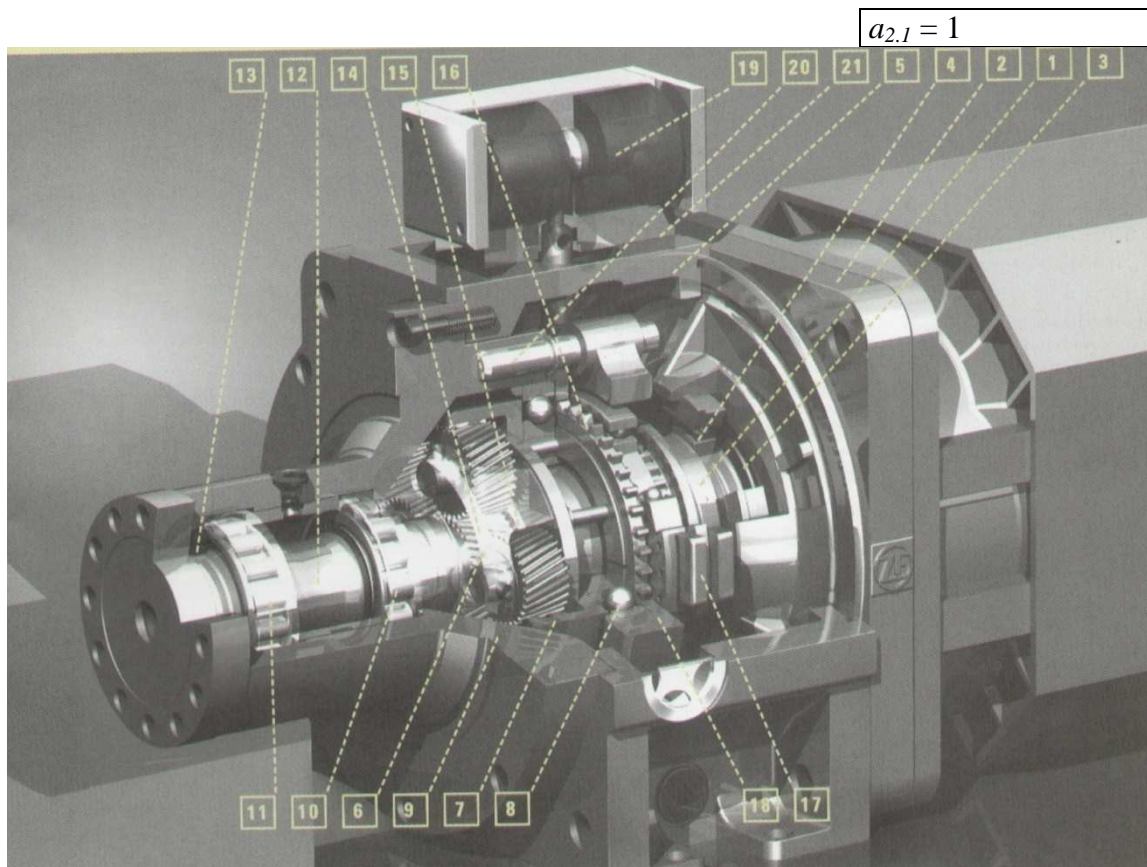
$\dots\dots\dots (131)$:

$n_{M1} = 760 \text{ min}^{-1}$

$n_{e1} = 190 \text{ min}^{-1}$

Skutečný pokles výkonu mezi stupni dle $a_{i+1,i} = \frac{P}{P_{i+1,i}} = \frac{n_{ei+1}}{n_{Mi}} \dots\dots\dots (4)$

$$\text{tj.: } a_{21} = \frac{n_{e2}}{n_{M1}} :$$



Obr. 35 - Dvoustupňová planetová převodovka [5]

Pozice	
1	Náhon – vstupní hřídel - připojení k motoru
5	Těleso skříně
6	Centrální kolo – spojené s vstupní hřídelí
7	Korunové kolo – uložené v tělese skříně
8	Uložení korunového kola
10-11	Uložení výstupní hřídele
12	Výstupní hřídel
14	Unášeč satelitů – spojený s výstupní hřídelí
16	Spojka – spojení korunového kola s náhonem
18	Brzda korunového kola
19	Elektromagnet spojky
20	Tyč přesouvadla spojky

3 Tuhost pohonu

3.1 Torzní tuhost pohonu a translační tuhost na břitu nástroje:

Torzní kmitání vzniká při některých případech obrábění – především u frézování a soustružení s přerušovaným řezem. Při překročení určité amplitudy kmitání dochází k rychlému opotřebení břitů nástroje případně k jejich zničení. Torzní kmitání je vyvoláno impulsním zatěžováním soustavy stroj - obrobek - nástroj ze strany řezného procesu. Tento jev je nejvýraznější při frézování kotoučovou frézou, kdy je v řezu malý počet břitů. Velikost amplitudy torzních kmitů je určena velikostí síly působící na břit nástroje tj. amplituda torzního kmitání určuje přenášený řezný výkon a tím produktivitu obrábění

Stabilita torzního kmitání je dána nízkou a nerostoucí amplitudou.
 Min. torzní tuhost na čelní fréze je určena vztahem dle [7]:

$$k_{\varphi} \geq 4F_i * \omega_{\varphi} * \frac{D_n^2}{4} * \frac{1}{v_c} \dots\dots\dots (139)$$

Kde je:

- F_i impuls síly na břitu frézy
- ω_{φ} vlastní frekvence torzního kmitání
- D_n průměr nástroje
- v_c řezná rychlost

Ze uvedeného vztahu vyplývá:

$$F_i \leq k_{\varphi} * \frac{v_c}{\omega_{\varphi} * D_n^2}$$

Ze vztahu je zřejmé, že při daném max. průměru frézy D_n a řezné rychlosti v_c je přípustná síla na břitu frézy F_i a tím i výkon frézování z hlediska dynamické stability dána torzní tuhosti vřetene k_{φ} .

Z uvedeného vyplývá, že je nutné torzní tuhosti pohonu věnovat pozornost zvláště u strojů, které musí z technologických důvodů obrábět velké průměry obrobku, či užívají velký průměr nástroje. Jedná se především o frézovací stroje na obrábění klikových hřídelí nebo drážek rotorů (Obr. 36, Obr. 37), dále o těžké soustruhy (Obr. 38) a speciální vyvrtávací stroje. Vztah (139) nelze přímo využít pro výpočet hodnoty torzní tuhosti k_{φ} , která by byla postačující pro přenos daného řezného výkonu P vzhledem k nesnadnému definování vztahu impulsu síly F_i k přenášenému řeznému výkonu. Proto bude jednodušší využít vztahu mezi translační tuhostí na břitu nástroje a přenášeným výkonem, který je experimentálně zjištěn pro čelní frézování v pásmu výkonu do 100 kW [9]. Závislost dynamické stability na translační tuhosti soustavy stroj - obrobek - nástroj byla zjištěna při obrábění klikových hřídelí kotoučovou frézou - mezní hodnoty tuhosti v závislosti na přenášeném výkonu nebyly však stanoveny.

Proto bude v případě obrábění kotoučovou frézou dolní mez translační tuhosti soustavy stroj - obrobek - nástroj převzata z čelního frézování.

Translační tuhost na břitu nástroje $k_{s,no}$ pro soustavu stroj - obrobek - nástroj je určena vztahem (Obr. 39 - Schéma soustavy stroj - obrobek - nástroj):

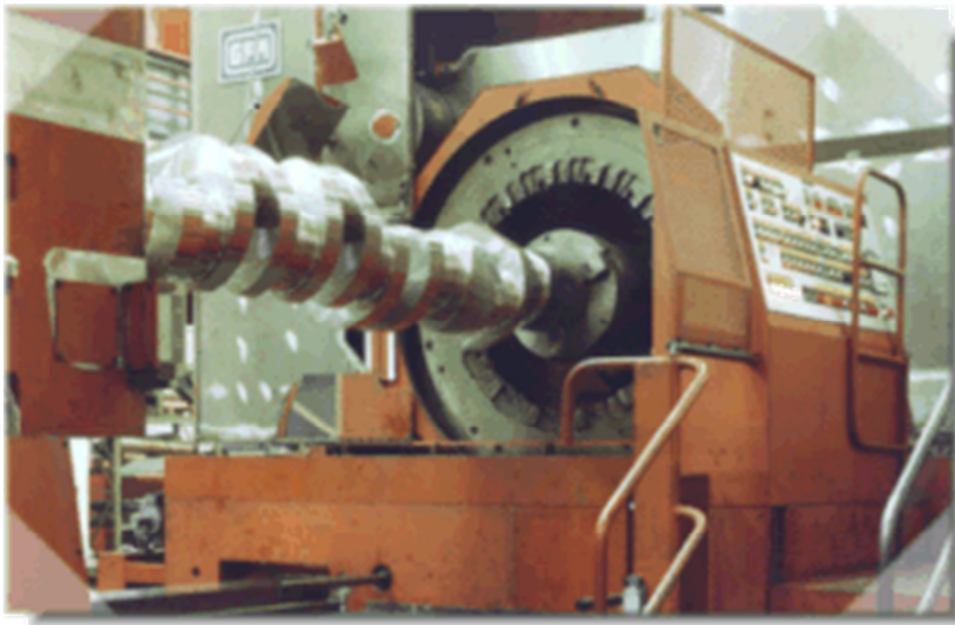
$$\frac{1}{k_{s,no}} = \frac{1}{k_{s,n}} + \frac{1}{k_{s,o}} \dots\dots\dots (140)$$

Kde je:

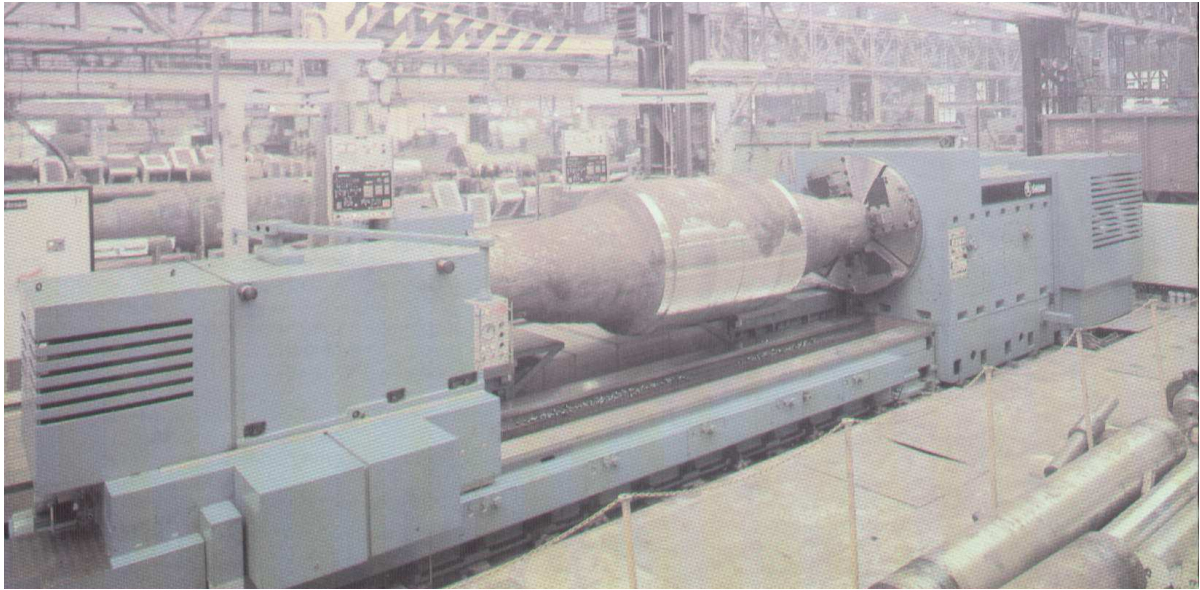
- $k_{s,n}$ translační tuhost vztažená na břit nástroje odvozená ze soustavy nástroj - stroj
- $k_{s,o}$ translační tuhost vztažená na břit nástroje odvozená ze soustavy obrobek - stroj
- $k_{s,no}$ celková translační tuhost vztažená na břit nástroje pro soustavu stroj - obrobek - nástroj



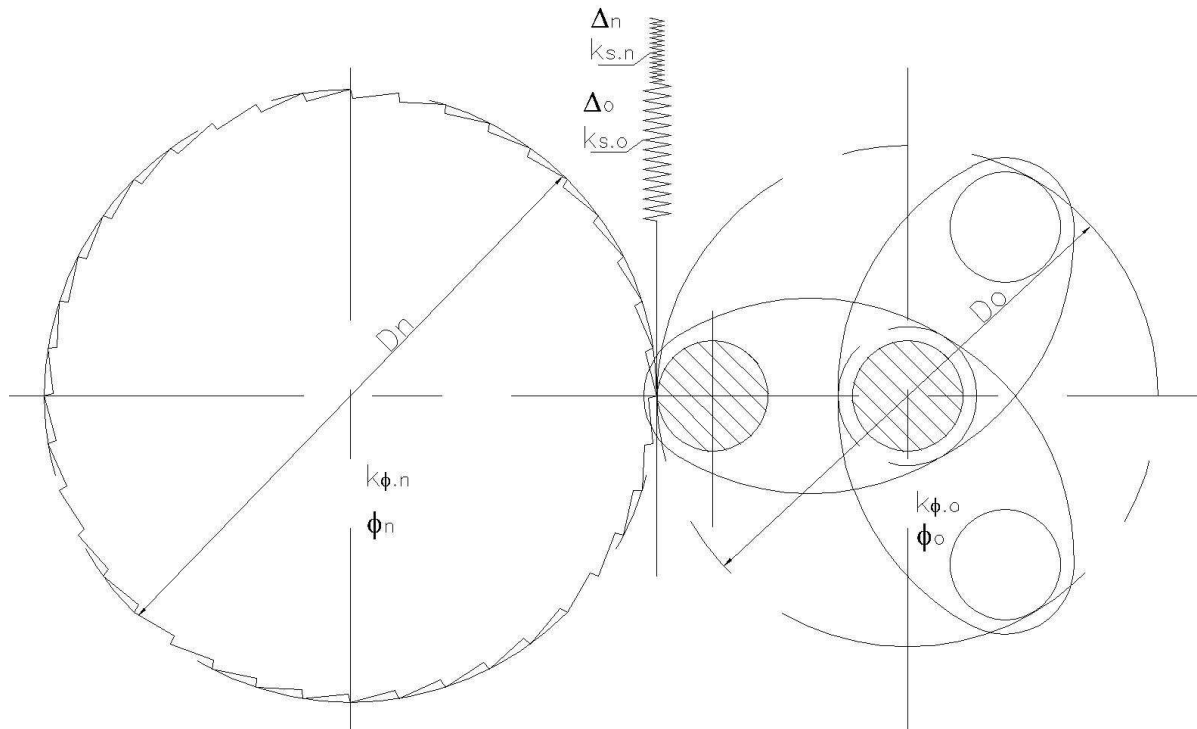
Obr. 36 - Frézovací stroj na obrábění klikových hřídelí frézou s vnějšími břity [2]



Obr. 37 - Frézovací stroj na obrábění klikových hřídelí frézou s vnitřními břity [2]



Obr. 38 - Hrotový soustruh s oběžným průměrem nad suportem 1600 mm [4]



Obr. 39 - Schéma soustavy stroj - obrobek - nástroj

Transformace torzní tuhosti pohonu obrobku do místa nástroje je dána vztahy:

$$\frac{1}{2} k_{\phi.o} * \varphi_o^2 = \frac{1}{2} k_{s.o} * \Delta_o^2$$

$$\Delta_o = \varphi_o * \frac{D_o}{2}$$

Kde jsou:

φ_o úhel natočení obrobku

$k_{\phi.o}$ torzní tuhost pohonu obrobku

- Δ_oposunutí obrobku v místě nástroje
- $k_{s.o}$ translační tuhost pohonu obrobku v místě nástroje
- D_o průměr obrobku

Z těchto vztahů se pak stanoví translační tuhost pohonu obrobku v místě nástroje:

$$k_{s.o} = k_{\varphi.o} * \frac{4}{D_o^2} \dots\dots\dots (141)$$

Obdobně se stanoví translační tuhost pohonu nástroje v místě nástroje:

$$k_{s.n} = k_{\varphi.n} * \frac{4}{D_n^2} \dots\dots\dots (142)$$

Kde jsou:

- φ_n úhel natočení obrobku
- $k_{\varphi.n}$ torzní tuhost pohonu nástroje
- Δ_nposunutí obrobku v místě nástroje
- $k_{s.n}$ translační tuhost pohonu obrobku v místě nástroje
- D_n průměr obrobku

3.2 Struktura torzní tuhosti pohonu:

Pro stanovení translační tuhosti na břitu nástroje $k_{s.no}$ je tedy nutné stanovit torzní tuhost pohonu nástroje a obrobku. Torzní tuhost pohonu je určena těmito dílčími tuhostmi.

- tuhostí záběru ozubených kol
- ohybovou tuhostí hřídelů jednotlivých souhmotí transformovanou do místa záběru ozubených kol
- torzní tuhostí jednotlivých souhmotí
- tuhostí ložisek jednotlivých souhmotí
- tuhostí tělesa převodovky

Př.: 19 - Transformace tuhostí záběru ozubených kol na torzní tuhost

Dáno:

Průměrná tuhost páru zubů na jednotku šířky záběru (b) [12]	$k_b = 7kN / mm^2$
Pastorek 9:	
• počet zubů	$z_9 = 26$
• modul	$m_9 = 8 \text{ mm}$
• úhel sklonu zubů	$\beta_9 = 15^\circ$
• šířka záběru pastorku 9 s kolem 10	$b_{9,10} = 140 \text{ mm}$
Kolo 10:	
• počet zubů	$z_{10} = 167$
Pastorek 7:	
• počet zubů	$z_7 = 23$
• modul	$m_7 = 8 \text{ mm}$
• úhel sklonu zubů	$\beta_7 = 15^\circ$

• šířka záběru pastorku 7 s kolem 8	$b_{7,8} = 110 \text{ mm}$
Kolo 8:	
• počet zubů	$z_8 = 47$
Pastorek 11:	
• počet zubů	$z_{11} = 25$
• modul	$m_{11} = 6 \text{ mm}$
• úhel sklonu zubů	$\beta_{11} = 0^\circ$
• šířka záběru pastorku 11 s kolem 6	$b_{11,6} = 110 \text{ mm}$
Kolo 6:	
• počet zubů	$z_6 = 62$
Finální převod souhmotí SH4 na SH8	$i_{4,8} = 6,42$
Převod ze souhmotí SH5 na SH3a SH4	$i_{5,3} = i_{5,4} = 2,04$
Převod ze souhmotí SH7 na SH6	$i_{7,6} = 2,48$
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování	
Obr. 40 - Schéma transformace tuhosti záběru ozubených kol na torzní tuhost	

Stanovit:

- dílčí tuhosti záběrů $k_{5,6}, k_{7,8}, k_{9,10}$
- celkovou tuhost záběru transformovanou na torzní tuhost $k_{e,zab}$ finálního členu mechanismu SH8 a podíly dílčích tuhostí

Tuhost záběru ozubených kol (9,10), (7,8), (6,11) je dána vztahy:

$$k_{9,10} = k_b * b_{9,10} \dots \dots \dots (143)$$

$$k_{7,8} = k_b * b_{7,8}$$

$$k_{11,6} = k_b * b_{11,6}$$

$k_{11,6} = 770 \text{ kN/mm}$
$k_{7,8} = 770 \text{ kN/mm}$
$k_{9,10} = 980 \text{ kN/mm}$

Transformace $k_{9,10}$ na torzní tuhost souhmotí SH8 se stanoví pomocí vztahů:

$$\frac{1}{2} * k_{9,10} * \Delta_{9,10}^2 = \frac{1}{2} * k_{\varphi 9,10} * \varphi_8^2 \dots \dots \dots (144)$$

$$\Delta_{9,10} = \varphi_8 * \frac{D_{10}}{2}$$

$$D_{10} = \frac{m_9 * z_{10}}{\cos \beta_9}$$

$D_{10} = 1\,383,1 \text{ mm}$

Z těchto vztahů se stanoví:

- tuhost záběru (9,10) transformovaná na torzní tuhost

$$k_{\varphi 9,10} = k_{9,10} * \frac{D_{10}^2}{4} \dots \dots \dots (145)$$

$k_{\varphi 9,10} = 4,68e5 \text{ kNm/rad}$

Transformace $k_{7.8}$ na torzní tuhost souhmotí $SH8$ dle vztahů:

$$\frac{1}{2} * k_{7.8} * \Delta_{7.8}^2 = \frac{1}{2} * k_{\varphi 7.8} * \varphi_8^2$$

$$\Delta_{7.8} = \varphi_4 * \frac{D_8}{2}$$

$$D_8 = \frac{m_7 * z_8}{\cos \beta_7}$$

$$D_8 = 389,3 \text{ mm}$$

$$i_{4.8} = \frac{\varphi_4}{\varphi_8}$$

Z těchto vztahů se stanoví:

- tuhost záběru (7.8) transformovaná na torzní tuhost:

$$k_{\varphi 7.8} = k_{7.8} * i_{4.8}^2 * \frac{D_8^2}{4} \dots\dots\dots(146)$$

$$k_{\varphi 7.8} = 12e5 \text{ kNm/rad}$$

Transformace $k_{11.6}$ na torzní tuhost souhmotí $SH8$ dle vztahů:

$$\frac{1}{2} * k_{11.6} * \Delta_{11.6}^2 = \frac{1}{2} * k_{\varphi 11.6} * \varphi_8^2$$

$$\Delta_{11.6} = \varphi_5 * \frac{D_6}{2}$$

$$D_6 = \frac{m_{11} * z_6}{\cos \beta_{11}}$$

$$D_6 = 372 \text{ mm}$$

$$i_{5.4} = \frac{\varphi_5}{\varphi_4}$$

$$i_{5.8} = \frac{\varphi_5}{\varphi_8} = i_{5.4} * i_{4.8}$$

Z těchto vztahů stanovíme:

- tuhost záběru (11.6) transformovaná na torzní tuhost:

$$k_{\varphi 11.6} = k_{11.6} * i_{5.8}^2 * \frac{D_6^2}{4} \dots\dots\dots(147)$$

$$k_{\varphi 11.6} = 45,6e5 \text{ kNm/rad}$$

Dále se stanoví:

- celková poddajnost a tuhost záběrů redukována na $SH8$:

$$c_{\varphi.zab} = \frac{1}{k_{\varphi 11.6}} + \frac{1}{k_{\varphi 7.8}} + \frac{1}{k_{\varphi 9.10}} \dots\dots\dots(148)$$

$$c_{.zab} = 3,18e-6 \text{ rad /kNm}$$

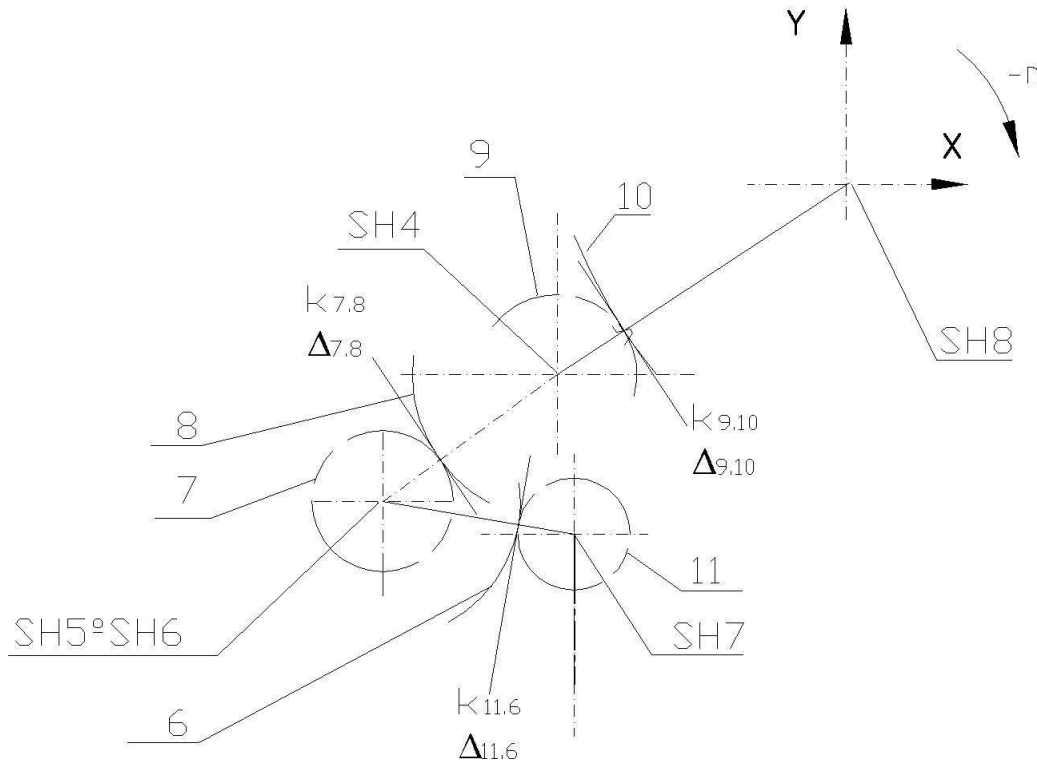
$$k_{\varphi.zab} = \frac{1}{c_{\varphi.zab}} \dots\dots\dots(149)$$

$$k_{\varphi.zab} = 3,14e5 \text{ kNm/rad}$$

- podíly jednotlivých poddajností záběrů - získají se násobením vztahu (1 - 145) vztahem (1- 146) :

$$1 = \frac{k_{\varphi.zab}}{k_{\varphi 11.6}} + \frac{k_{\varphi.zab}}{k_{\varphi 7.8}} + \frac{k_{\varphi.zab}}{k_{\varphi 9.10}} = 0,07 + 0,26 + 0,67$$

Z výsledku je zřejmé, že podajnost záběru (11.6) má malý vliv na celkovou poddajnost.



Obr. 40 - Schéma transformace tuhosti záběru ozubených kol na torzní tuhost - 1. převodový stupeň

Př.: 20 - Transformace ohybové tuhosti hřídelí na torzní tuhost

Dáno:

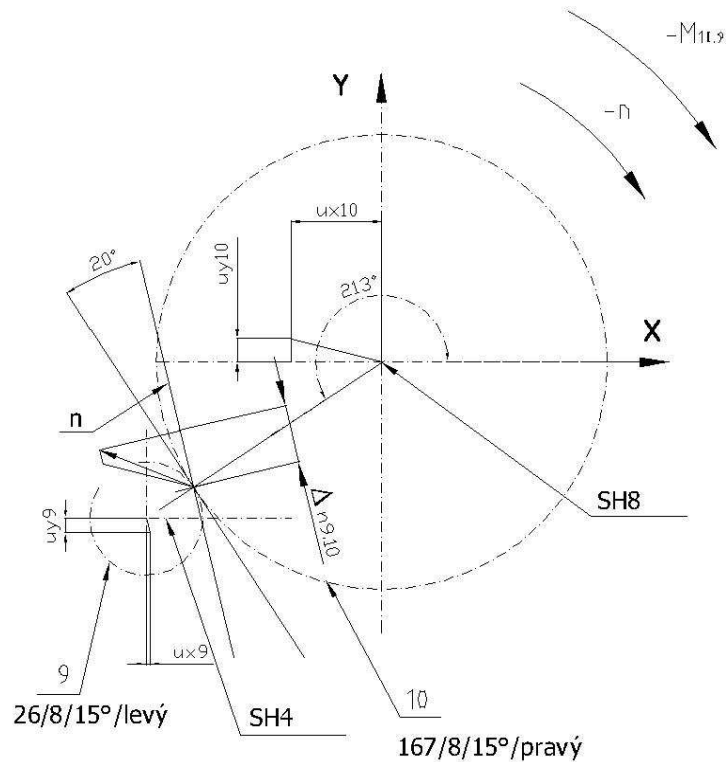
Kolo 10:	
• počet zubů	$z_{10} = 167$
• modul	$m_{10} = 8 \text{ mm}$
• úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$
• úhel sklonu zubu	$\beta_{10} = 15^\circ$
Tab. 4- Zatěžovací stavy – souhmotí SH8	
Obr. 41 - Souhmotí SH8	

PREV: hps _h 8.vys.: zatěžovací stav 1:	$M_{10,9} = - 140\ 000 \text{ Nm}$		
	Deformace hřídelí jednotlivých souhmotí v místě záběru ozubených kol		
	u_x	u_y	u_0
Souhmotí/Kolo	mm	mm	mm
SH8/10	-.148E-01	.382E-02	.153E-01
PREV: hps _h 4.vys.: zatěžovací stav 1:	$(M_{25,24} = 22\ 240 \text{ Nm})$		
	Deformace hřídele souhmotí v místě záběru pastorku		
Souhmotí/Kolo	mm	mm	mm
SH4/9	.608E-03	-.234E-02	.242E-02
Obr. 42 - Ohybová deformace hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 1 (normální smysl pohybu)			

PREV: hps _h 8.vys.: zatěžovací stav 2:	$M_{10,9} = 140\ 000 \text{ Nm}$		
	Deformace hřídelí jednotlivých souhmotí v místě záběru ozubených kol		
	u_x	u_y	u_0
Souhmotí/Kolo	mm	mm	mm
SH8/10	.219E-01	.794E-03	.219E-01
PREV: hps _h 4.vys.: zatěžovací stav 1:	$(M_{25,24} = -22\ 240 \text{ Nm})$		
	Deformace hřídele souhmotí v místě záběru pastorku		
Souhmotí/Kolo	mm	mm	mm
SH4/9	-.206E-02	.140E-02	.249E-02
Obr. 43 - Ohybová deformace hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 2 (opačný smysl pohybu)			

Stanovit:

- celkovou ohybovou tuhost transformovanou na torzní tuhost finálního členu mechanismu $k_{\phi, ohyb}$ a podíly dílčích poddajností



Obr. 42 - Ohybová deformace hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 1 (normální smysl pohybu)

Hodnoty deformace (u_x, u_y, u_0) se zakreslí ve vhodném měřítku do příslušného náčrtu (Obr. 42, Obr. 43) na jednotlivé osy souhmotí a následně se vektor posunutí (u_0) přenese na záběrový bod, který je promítnut na záběrovou přímkou a z náčrtu se odměří absolutní hodnota posunutí na záběrové přímce ($\Delta n_{9,10}$) tj.:

1. stav	$\Delta n_{9,10} = 0,094 \text{ mm}$
2. stav	$\Delta n_{9,10} = 0,195 \text{ mm}$

Transformace jednotlivých posunutí na úhel natočení se stanoví pomocí vztahů:

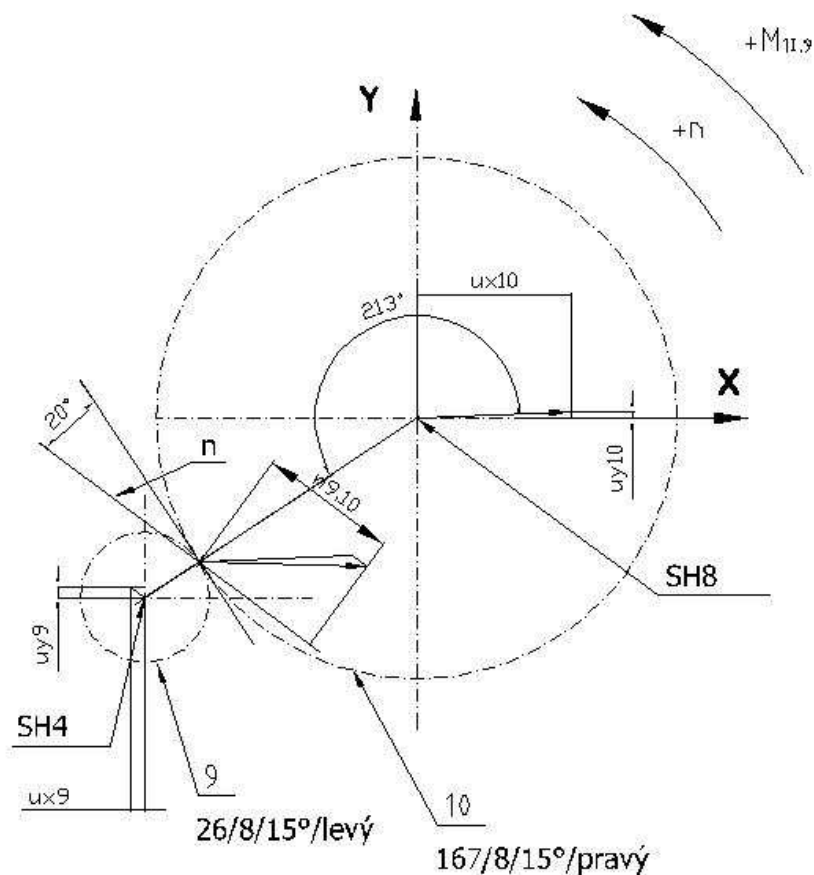
$$\Delta n_{9,10} = \varphi_8 * \frac{D_{10} * \cos \alpha}{2} \dots \dots \dots (150)$$

$$D_{10} = \frac{m_{10} * z_{10}}{\cos \beta_{10}} \dots \dots \dots (151)$$

$$k_{\varphi,ohyb} = \frac{M_{10,9}}{\varphi_8} \dots \dots \dots (152)$$

1. stav	$k_{\varphi,ohyb} = 9,6e5 \text{ kNm/rad}$
2. stav	$k_{\varphi,ohyb} = 4,6e5 \text{ Nm/rad}$

Z obrázků je zřejmé, že rozhodující podíl na ohybové deformaci a tím na torzní tuhosti vřetene má ohyb vřetene - ohyb hřídele SH4 má zanedbatelný vliv.



Obr. 43 - Ohybová deformace hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 2 (opačný smysl pohybu)

Př.: 21 - Transformace torzní tuhosti hřídelí na vřeteno (finální člen SH8).

Dáno:

Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh – varianta A/pokračování

PREV: <i>hpsh8.vys</i> : zatěžovací stav 1:	$M_{10,9} = -140\,000\text{ Nm}$
	Torzní deformace souhmotí SH8
	$\Delta\varphi_8 = 0.189\text{E-}04\text{ rad}$
PREV: <i>hpsh4.vys</i> : zatěžovací stav 1:	$(M_{25,24} = 22\,240\text{ Nm})$
	Torzní deformace souhmotí SH4
	$\Delta\varphi_4 = 0.529\text{E-}02\text{ rad}$
Finální převod souhmotí SH4 na SH8	$i_{4,8} = 6,42$
PREV: <i>hpsh6_5.vys</i> : zatěžovací stav 1:	$(M_{41,22} = 11\,110\text{ Nm})$
	Torzní deformace souhmotí SH6_5 (spojka)
	$\Delta\varphi_{5,1} = 0.6\text{E-}03\text{ rad}$
PREV: <i>hpsh6.vys</i> : zatěžovací stav 1:	$(M_{6,11} = 11110\text{ Nm})$
	Torzní deformace souhmotí SH6
	$\Delta\varphi_6 = 0.3\text{E-}02\text{ rad}$

Převod souhmotí SH5 na SH4	$i_{5,4} = 2,04$
----------------------------	------------------

Stanovit:

➤ celkovou torzní tuhost transformovanou na finální člen SH8 $k_{\varphi,krut}$

Transformace torzní deformace souhmotí SH4 na souhmotí SH8 se provede pomocí vztahu:

$$i_{4,8} = \frac{\Delta\varphi_4}{\Delta\varphi_{8,4}} \dots\dots\dots (153)$$

kde je $\Delta\varphi_{8,4}$ natočení $\Delta\varphi_4$ transformované na souhmotí SH8

$\Delta\varphi_{8,4} = 8,24e-4 \text{ rad}$

$$i_{5,8} = \frac{\Delta\varphi_5}{\Delta\varphi_{8,5}} = i_{5,4} * i_{4,8} \dots\dots\dots (154)$$

kde je $\Delta\varphi_{8,5}$ natočení $\Delta\varphi_5$ transformované na souhmotí SH8, dále

$$\Delta\varphi_5 = \Delta\varphi_{5,1} + \Delta\varphi_6$$

$i_{5,8} = 13,1$
$\Delta\varphi_5 = 3,6e-3 \text{ rad}$
$\Delta\varphi_{8,5} = 2,7e-4 \text{ rad}$

Celková a poměrné deformace na souhmotí SH8 jsou dány vztahy:

$$\Delta\varphi_{8,c} = \Delta\varphi_{8,5} + \Delta\varphi_{8,4} + \Delta\varphi_8 \dots\dots\dots (155)$$

$\Delta\varphi_{8,c} = 1,12e-3 \text{ rad}$

$$1 = \frac{\Delta\varphi_{8,5}}{\Delta\varphi_{8,c}} + \frac{\Delta\varphi_{8,4}}{\Delta\varphi_{8,c}} + \frac{\Delta\varphi_8}{\Delta\varphi_{8,c}}$$

$1 = 0,24 + 0,74 + 0,02$

Ze výsledku je zřejmé, že nejvýraznější vliv na torzní tuhost má souhmotí SH4.

Torzní tuhost hřídelí:

$$k_{\varphi,krut} = \frac{M_{10,9}}{\Delta\varphi_{8,c}} \dots\dots\dots (156)$$

$k_{\varphi,krut} = 1,25e5 \text{ kNm/rad}$

Př.: 22 - Transformace tuhosti ložisek na torzní tuhost.

Dáno:

PREV:hps4.vys: zatěžovací stav 1		$(M_{25,24} = 22240 \text{ Nm})$			
		<i>Reakce v ložiskách</i>			
Ložisko	Souřadnice	R_x	R_y	R_R	
	mm	N	N	N	
2	NU226	$z_2 = 0$	-44 635.3	86 394.4	972 43.6
3	N230	$z_3 = 222$	-2 588.2	129 232.2	129 258.1
Záběr pastorek - věnec 9.10		$z_9 = 118$			
Úhel záběru		$\alpha = 20^\circ$			

PREV:hps8.vys: zatěžovací stav 1	$M_{10,9} = - 140 000 \text{ Nm}$
	Reakce v ložiskách

Ložisko		Souřadnice	R_x	R_y	R_R
		mm	N	N	N
2	NNU4940	$z_2 = 0$	-46 606.2	13 434.6	48 503.9
4	NNU4968	$z_4 = 823$	92 887.4	-224 760.5	243 198.2
Záběr pastorek - věnec 9.10		$z_{10} = 972$			
Úhel záběru		$\alpha = 20^\circ$			

Roztečný průměr věnce 10	$D_{10} = 1383,1 \text{ mm}$
--------------------------	------------------------------

Stanovit:

- tuhost ložisek transformovanou na torzní tuhost finálního členu mechanismu $k_{\phi, lož}$

Výpočet je omezen pouze na souhmotí SH4 a SH8, u kterých lze předpokládat, že deformace ložisek bude mít významný vliv na výslednou torzní tuhost.

Deformace válečkového ložiska je dána vztahem [8]:

$$\delta = 7,68 * 10^{-5} * \frac{|F_R|^{0,9}}{\left(i * \frac{z_v}{5}\right)^{0,9} * L_v^{0,8}} \text{ [mm]} \dots\dots\dots (157)$$

Kde je:

F_R [N] reakce v ložisku

L_v [mm] délka válečku

z_v počet válečků v řadě

ipočet řad válečků

Uvedené hodnoty se stanoví takto:

Z katalogových rozměrů ložiska E a F se stanoví průměr válečku:

$$D_v = \frac{E - F}{2} \dots\dots\dots (158)$$

Kde je:

E [mm] vnější průměr vnitřního kroužku

F [mm] vnitřní průměr vnějšího kroužku

Pro D_v se z katalogu ložisek stanoví délka válečku L_v .

Počet válečků se pak stanoví ze vztahu:

$$z_v = \pi * \frac{F + D_v}{D_v + 3mm} \dots\dots\dots (159)$$

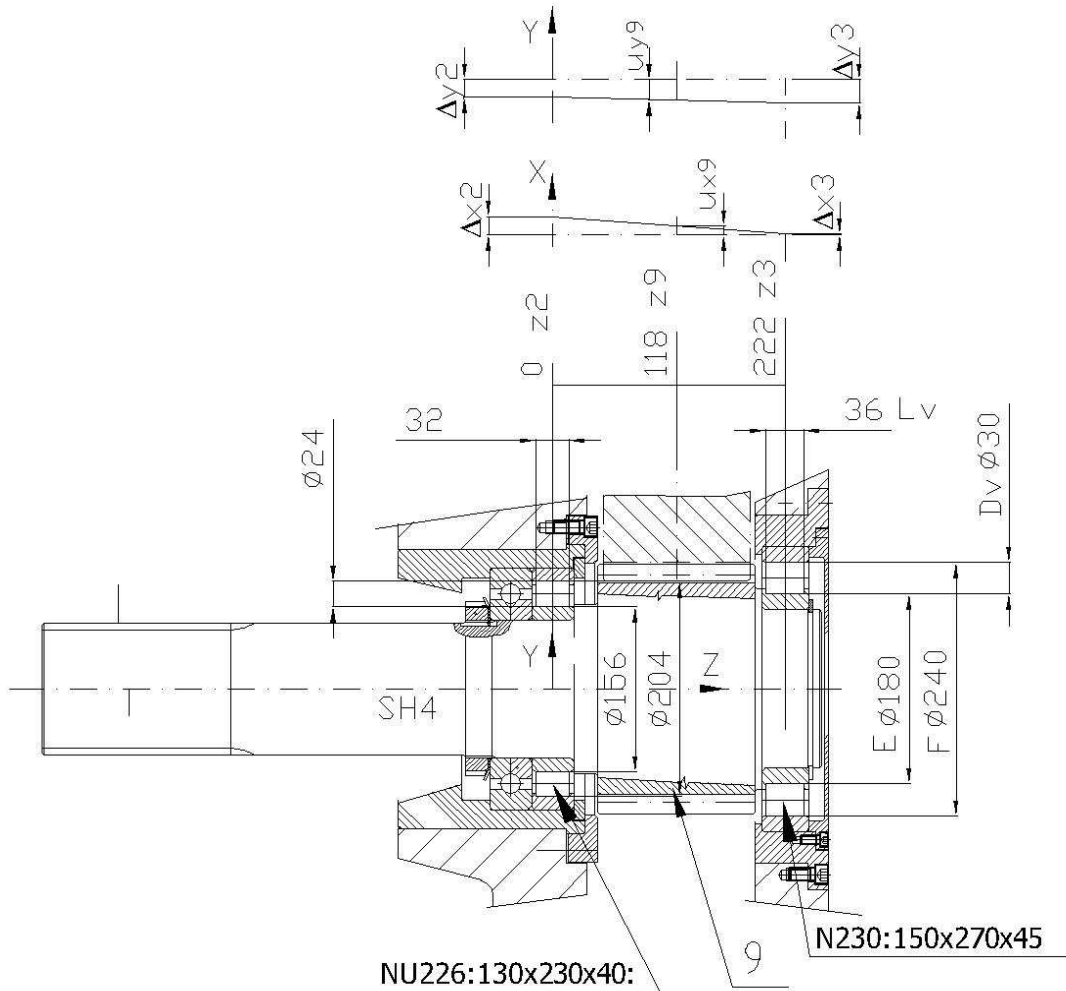
Z těchto vztahů se stanoví rozměry a počet válečků, dále posunutí hřídele v místech jednotlivých ložisek při přiřazení:

$$R = R_x, \Delta_x = \delta * (-1) * \text{sgn}(R_x),$$

$$R = R_y, \Delta_y = \delta * (-1) * \text{sgn}(R_y) \text{ tj. posunutí má opačné znaménko než příslušná reakce}$$

Souhmotí SH4

Poř.	Typ ložiska	Vnitřní průměry ložiska		Počet řad váł.	Prům. váł.	Délka váł.	Počet váł.	Def. Δ_x	Def. Δ_y
		E	F						
		mm	mm						
2	NU226	156	204	1	24	32	26	0,017	-0,016
3	N230	180	240	1	30	36	25	0,001	-0,022



Obr. 44 - Souhmotí SH4 - rozměry ložisek, posunutí vlivem deformace ložisek [4]

Osa souhmotí SH4 posunutá vlivem reakcí R_x , R_y je určena těmito vztahy:

- krajními body přímky

Δx_2	Δy_2	$z_2 = 0,017$	$-0,016$	0 mm
Δx_3	Δy_3	$z_3 = 0,01$	$-0,022$	222 mm

- rovnicí přímky

$$\frac{x - \Delta x_2}{\Delta x_3 - \Delta x_2} = \frac{y - \Delta y_2}{\Delta y_3 - \Delta y_2} = \frac{z - z_2}{z_3 - z_2} \dots \dots \dots (160)$$

Poloha záběru ozubeného kola je dána souřadnicí (z_9).

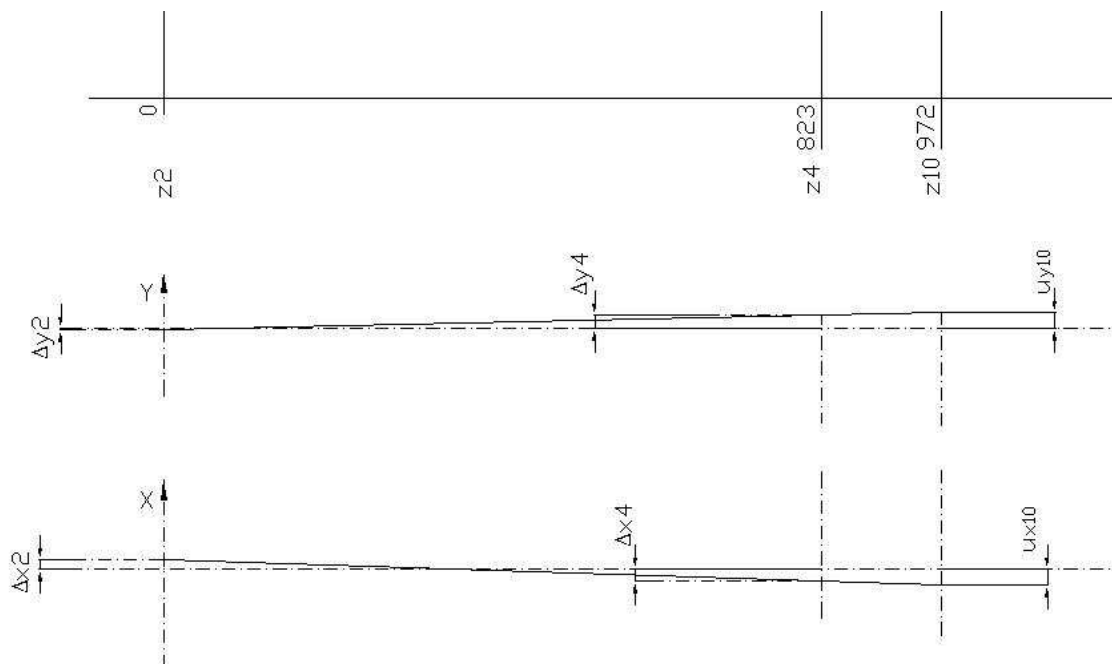
Posunutí (u_{x9}, u_{y9}) příslušné k (z_9) se stanoví ze vztahů, které jsou odvozeny z předchozího vztahu po dosazení hodnot ($\Delta x_2, \Delta x_3$), ($\Delta y_2, \Delta y_3$) tj.:

$$u_{y9} = \Delta y_2 + \frac{z_9 - z_2}{z_3 - z_2} * (\Delta y_3 - \Delta y_2) \dots \dots \dots (161)$$

$$u_{x9} = \Delta x_2 + \frac{z_9 - z_2}{z_3 - z_2} * (\Delta x_3 - \Delta x_2) \dots \dots \dots (162)$$

$u_{x9} = 0,085 \text{ mm}$
$u_{y9} = -0,019 \text{ mm}$

Obdobně se stanoví posunutí (u_{x10}, u_{y10}) příslušné k (z_{10}) pro souhmotí SH8:

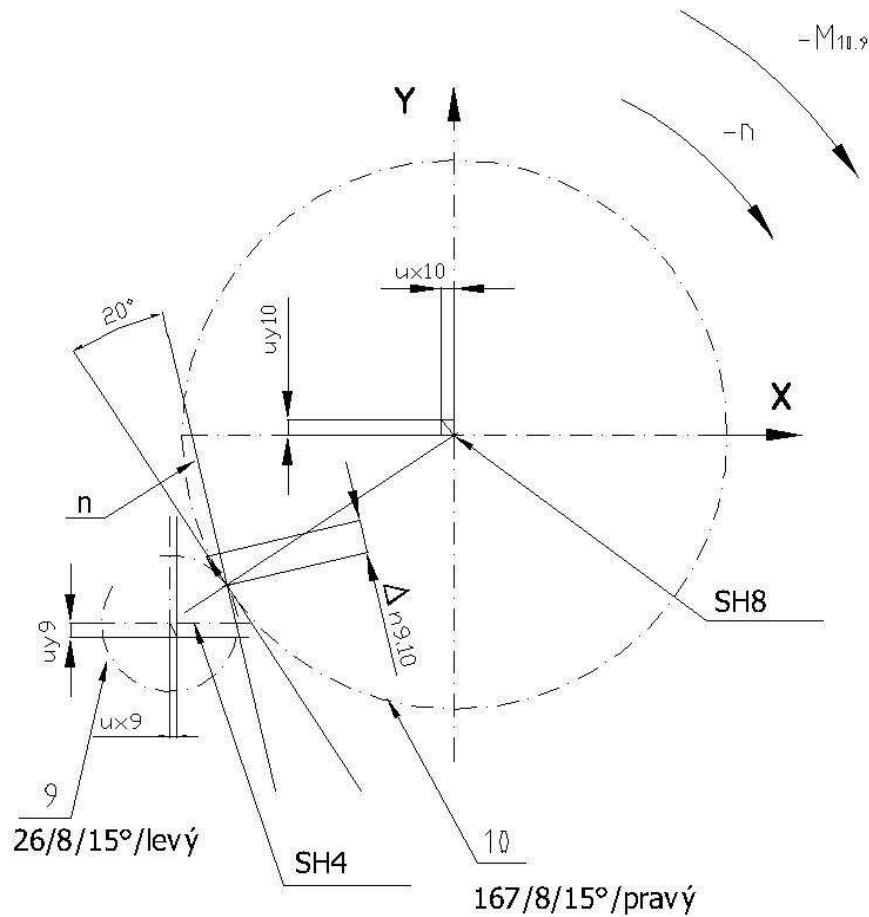


Obr. 45 - Souhmotí SH8 - posunutí vlivem deformace ložisek

Souhmotí SH8

Poř.	Typ ložiska	Vnitřní průměry ložiska		Počet řad vál.	Prům. vál.	Délka vál.	Počet vál.	Def.	Def.
		E	F						
		mm	mm						
2	NNU4940	225	257	2	16	32	45	0,011	-0,002
4	NNU4968	379	423	2	22	37	55	-0,015	0,017

$u_{x10} = -0,019 \text{ mm}$
$u_{y10} = 0,02 \text{ mm}$



Obr. 46 - Posunutí hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 1 (normální smysl pohybu) vlivem deformace ložisek

Hodnoty deformace (u_{x9} , u_{y9} , u_{x10} , u_{y10}) se zakreslí ve vhodném měřítku do příslušného náčrtu (Obr. 46) na jednotlivé osy souhmotí a pak se výsledný vektor posunutí přeneše na záběrový bod, promítne se na záběrovou přímkou a z náčrtu se odměří absolutní hodnota posunutí na záběrové přímce ($\Delta n_{9,10}$) (Obr. 46) tj.:

1. stav	$\Delta n_{9,10} = 0,044 \text{ mm}$
---------	--------------------------------------

Transformace jednotlivých posunutí na úhel natočení se stanoví pomocí vztahů:

$$\Delta n_{9,10} = \varphi_8 * \frac{D_{10} * \cos \alpha}{2} \dots\dots\dots (150)$$

Tuhost je pak dána vztahem:

$$k_{\varphi, loz} = \frac{M_{10,9}}{\varphi_8}$$

$k_{\varphi, loz} = 2,1e6 \text{ kNm/rad}$
--

Př.: 23 - Transformace tuhosti skříně na torzní tuhost - postup výpočtu.

Dáno:

Detailní výkres skříně vřeteníku	
PREV:hpsh8.vys: zatěžovací stav 1	$M_{10,9} = -140\,000 \text{ Nm}$

PREV: <i>hpsh8.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh7.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh6.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh5.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh4.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh3.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh2.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

PREV: <i>hpsh1.vys</i> : zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_a
	mm	N	N	N

Stanovit:

- tuhost skříně transformovanou na torzní tuhost finálního členu hlavního pohonu $k_{\varphi,skr}$

Postup výpočtu MKP:

- zpracování 3D modelu
- vložení zátěžných sil do jednotlivých uložitelských míst souhmotí SH1 - SH8 - model musí být opatřen soustavou souřadnic shodnou s PREV, zátěžné síly mají absolutní hodnotu reakcí zjištěných v PREV a opačné znaménko.
- zjištění deformace ve směrech X, Y v místě záběru pastorku s věncem 9.10: u_{x9} , u_{y9} a u_{x10} , u_{y10} , dále pak $\Delta n_{9,10}$.
- transformace jednotlivých posunutí na úhel natočení se stanoví pomocí vztahů:

$$\Delta n_{9,10} = \varphi_8 * \frac{D_{10} * \cos \alpha}{2} \dots \dots \dots (150),$$

$$D_{10} = \frac{m_{10} * z_{10}}{\cos \beta_{10}} \dots \dots \dots (151)$$

Torzní tuhost vyplývající z tuhosti skříně je pak dána vztahem:

$$k_{\varphi.skr} = \frac{M_{10.9}}{\varphi_8}$$

Př.: 24 - Celková torzní tuhost na vřetenu (finální člen SH8)

Dáno:

Torzní tuhost vlivem záběru ozubených kol	$k_{\varphi.zab} = 3,14e5 \text{ kNm/rad}$	Př.: 19 - Transformace tuhosti záběru ozubených kol na torzní tuhost
Torzní tuhost vlivem ohybové tuhosti hřídelí	$k_{\varphi.oHyb} = 9,6e5 \text{ kNm/rad}$	Př.: 20 - Transformace ohybové tuhosti hřídelí na torzní tuhost
Torzní tuhost vlivem torzní tuhosti hřídelí	$k_{\varphi.krut} = 1,25e5 \text{ kNm/rad}$	Př.: 21 - Transformace torzní tuhosti hřídelí na vřeteno (finální člen SH8)
Torzní tuhost vlivem tuhosti ložisek	$k_{\varphi.loz} = 20,7e5 \text{ kNm/rad}$	Př.: 22 - Transformace tuhosti ložisek na torzní tuhost
Torzní tuhost vlivem tuhosti skříně - odhad	$k_{\varphi.skr} = 10e5 \text{ kNm/rad}$	Př.: 23 - Transformace tuhosti skříně na torzní tuhost - postup výpočtu

Stanovit:

- celkovou torzní tuhost pohonu, podíly jednotlivých tuhostí

Celková torzní poddajnost pohonu vztažená na vřeteno (soumotí SH8) je dána vztahem:

$$p_{\varphi.c} = \frac{1}{k_{\varphi.c}} = \frac{1}{k_{\varphi.zab}} + \frac{1}{k_{\varphi.oHyb}} + \frac{1}{k_{\varphi.krut}} + \frac{1}{k_{\varphi.loz}} + \frac{1}{k_{\varphi.skr}}$$

Z tohoto vztahu se pak stanoví celková torzní tuhost a podíly jednotlivých poddajností:

$$1 = \frac{k_{\varphi.c}}{k_{\varphi.zab}} + \frac{k_{\varphi.c}}{k_{\varphi.oHyb}} + \frac{k_{\varphi.c}}{k_{\varphi.krut}} + \frac{k_{\varphi.c}}{k_{\varphi.loz}} + \frac{k_{\varphi.c}}{k_{\varphi.skr}}$$

$k_{\varphi.c} = 7,3e4 \text{ kNm/rad}$
$1 = 0,23 + 0,08 + 0,58 + 0,04 + 0,07$

Z podílů jednotlivých tuhostí je zřejmé, že největší vliv na hodnotu celkové tuhosti má torzní tuhost hřídelí, dále tuhost záběru ozubených kol. Z rozboru torzních tuhostí hřídelí uvedeném v Př.: 21 je pak zřejmé, že rozhodující je torzní tuhost pastorku SH4.

Př.: 25 - Translační tuhost v místě záběru nástroje s obrobkem.

Dáno:

Obr. 39 - Schéma soustavy stroj - obrobek - nástroj		
Torzní tuhost pohonu obrobku	$k_{\varphi.o} = 5,3e4 \text{ kNm/rad}$	
Průměr obrobku	$D_o = 500 \text{ mm}$	
Torzní tuhost pohonu nástroje	$k_{\varphi.n} = 4,1e4 \text{ kNm/rad}$	
Průměr nástroje - kotoučové frézy	$D_n = 1\ 600 \text{ mm}$	
Řezný výkon	$P = 100 \text{ kW}$	
Dolní mez translační tuhosti pro dosažení řezného výkonu kotoučové frézy 100 kW	50 kN/mm	

Stanovit:

➤ translační tuhost záběru nástroje s obrobkem $k_{s.no}$

Ze vztahu $k_{s.o} = k_{\varphi.o} * \frac{4}{D_o^2}$ (141),

$k_{s.n} = k_{\varphi.n} * \frac{4}{D_n^2}$ (142) se stanoví:

$k_{s.o} = 800 \text{ kN/mm}$
$k_{s.n} = 63 \text{ kN/mm}$

Translační tuhost na břítu nástroje $k_{s.no}$ pro soustavu stroj - obrobek - nástroj je pak určena

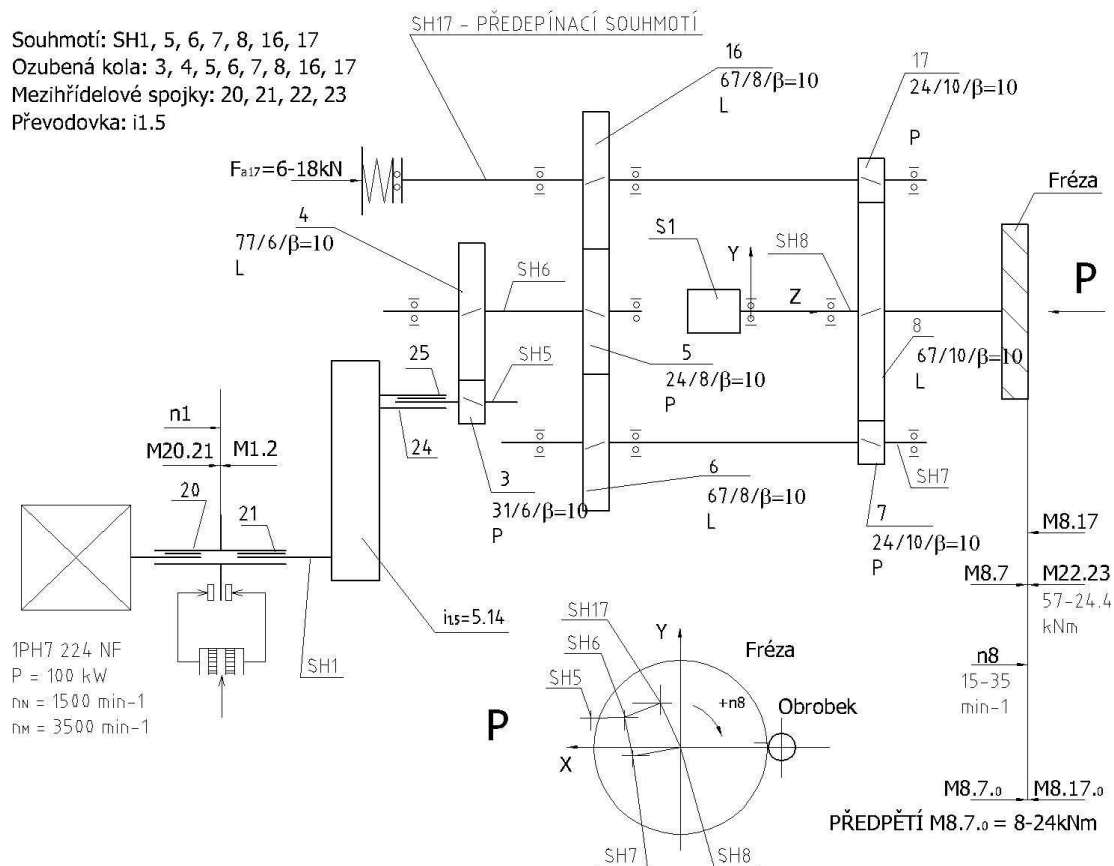
vztahem $\frac{1}{k_{s.no}} = \frac{1}{k_{s.n}} + \frac{1}{k_{s.o}}$ (140):

$k_{s.no} = 59 \text{ kN/mm}$

Výsledná hodnota je vyšší než dolní mez translační tuhosti frézy výkonu 100 kW - tuhost pohonů vyhovuje požadavku na přenášený výkon.

3.3 Opatření pro zvyšování tuhosti pohonu:

Základním prostředkem pro zvyšování tuhosti je analýza struktury tuhosti (kap. 3.2), která umožňuje odstranit slabá místa konstrukce pohonu. Dalšího zvýšení tuhosti je možné dosáhnout konstrukcí mechanismu s dvěma předepnutými pohonnými větvemi. Předepnutí se provádí buď mechanicky nebo elektricky (systém Master - Slave) obdobně jako u posuvových mechanismů viz [11].



Obr. 47 - Hlavní pohon frézovacího vřeteníku s mechanickým předepnutím

Mechanické předepnutí pohonu dle Obr. 47 se provádí axiálním zatížením jedné větve mechanismu se šikmým ozubením, které se transformuje na momentové předpětí mezi koly 16 - 5 - 6 - 7 - 8 - 17. Vůle v převodu ozubenými koly 3, 4 se vymezuje excentrickým uložením souhmotí SH5. Vstupní převod i_{15} se řeší bezvůlovým ozubeným řemenem.

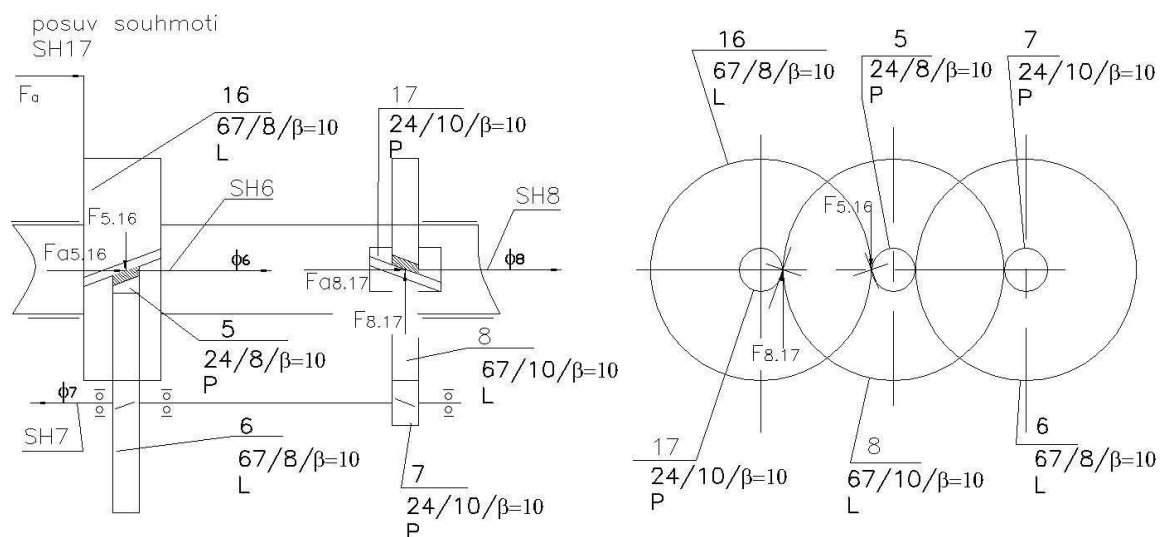
Př.: 26 - Předpětí mechanismu hlavního pohonu frézovacího vřeteníku.

Dáno:

Užití: Frézování čepů a ramen klikového hřídele kotoučovou frézou	
Obr. 47 - Hlavní pohon frézovacího vřeteníku s mechanickým předepnutím	
Pastorek 5:	
• počet zubů	$z_5 = 24$
• modul	$m_5 = 8 \text{ mm}$
• úhel sklonu zubů	$\beta_5 = 10^\circ$
• smysl stoupání zubů	pravý
Kolo 6:	
• počet zubů	$z_6 = 67$
Pastorek 7:	
• počet zubů	$z_7 = 24$
Kolo 8:	
• počet zubů	$z_8 = 67$
• modul	$m_8 = 10 \text{ mm}$
• úhel sklonu zubů	$\beta_8 = 10^\circ$
• smysl stoupání zubů	levý
Omezný moment na fréze	$M_L = 50 \text{ kNm}$
Součinitel tření při axiálním posuvu souhmotí SH17 zahrnující tření v ozubení i ložiskách	$f_{17} = 0,5$
Rozsah axiální předepínací síly na souhmotí SH17	$F_{a17} = 6 - 18 \text{ kN}$

Stanovit:

- momentové předpětí $M_{8,0}$ a jeho poměr k omeznému momentu



Obr. 48 - Schéma předepínání mechanismu hlavního pohonu dle Obr. 47

Pro předepínání dle Obr. 48 platí tyto vztahy:

$$M_{5.16} = F_{5.16} * \frac{D_5}{2}$$

$$F_{a5.16} = F_{5.16} * \operatorname{tg}(\beta_5 + \varphi)$$

$$D_5 = \frac{m_5 * z_5}{\cos \beta_5}$$

$$M_{8.17} = F_{8.17} * \frac{D_8}{2}$$

$$F_{a8.17} = F_{8.17} * \operatorname{tg}(\beta_8 + \varphi)$$

$$D_8 = \frac{m_8 * z_8}{\cos \beta_8}$$

$$i_{6.8} = \frac{\varphi_6}{\varphi_8} = \frac{z_6}{z_5} \frac{z_8}{z_7} = \frac{M_{8.17}}{M_{5.16}}$$

$i_{6.8} = 7,79$

$$f_{17} = \operatorname{tg}(\varphi)$$

$$\eta_5 = \frac{\operatorname{tg} \beta_5}{\operatorname{tg}(\beta_5 + \varphi)}$$

pro $\beta_5 = \beta_8$: $\eta_5 = \eta_8$

$\eta_5 = 0,24$

$$F_a = F_{a5.16} + F_{a8.17}$$

Po dosazení předchozích vztahů je pak:

$$F_a = 2M_{8.17} \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_8}{m_8 * z_8} + \frac{\operatorname{tg} \beta_5}{i_{6.8} * m_5 * z_5} \right) * \frac{1}{\eta_5} \dots\dots\dots (163)$$

Z tohoto vztahu pak vyplývá momentové předpětí $M_{8.0}$ a poměr předpětí k omeznému momentu:

$$M_{8.0} = M_{8.17} = \frac{F_a}{2} * \frac{\eta_5}{\frac{\operatorname{tg} \beta_8}{m_8 * z_8} + \frac{\operatorname{tg} \beta_5}{i_{6.8} * m_5 * z_5}} \dots\dots\dots (164)$$

$M_{8.0} = 1,6 \quad 4,8 \text{ kNm}$
$\frac{M_{8.0}}{M_L} = 0,03 \quad 0,1$

Ze vztahu (164) je zřejmý vliv rozptylu účinnosti η na velikost předpětí. Výhodnější jsou zřejmě principy, které umožňují přesné nastavení předpětí ve vztahu k omeznému momentu. Z výsledků vyplývá nízká hodnota předpětí tj. ve větší části pracovního rozsahu bude tuhost určena pouze jednou větví pohonu.

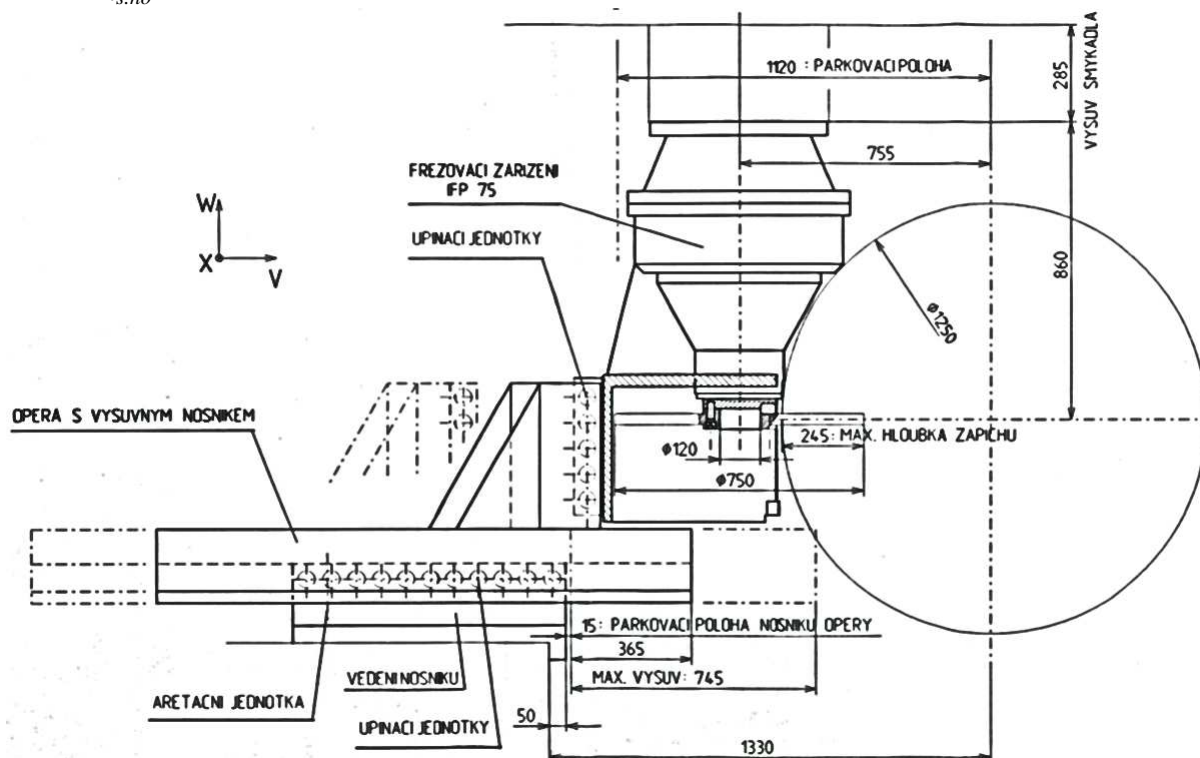
Př.: 27 - Tuhost mechanismu hlavního pohonu frézovacího zařízení a translační tuhost v místě záběru nástroje s obrobkem

Dáno:

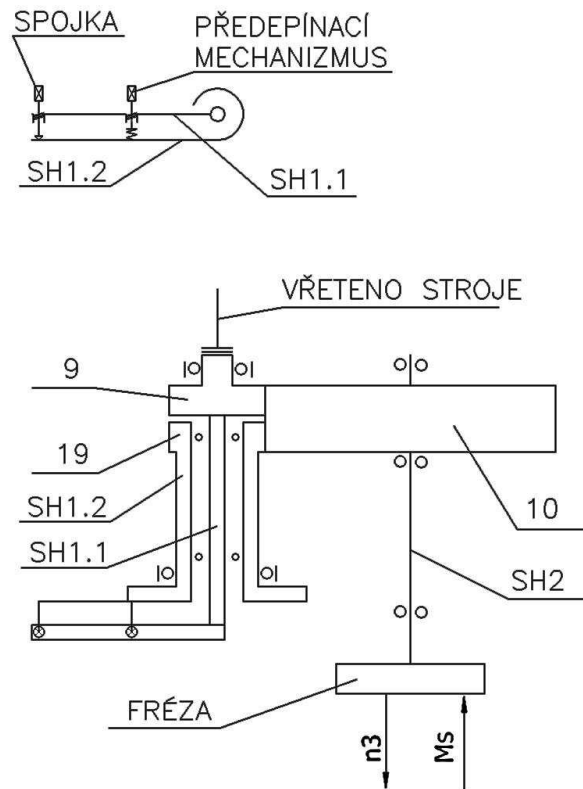
Užití: Obr. 49 - Frézování drážek rotoru kotoučovou frézou	
Obr. 50 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů - kinematické schéma	
Obr. 51 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů	
Pastorek 9:	
• počet zubů	$z_9 = 30$
Kolo 10:	
• počet zubů	$z_{10} = 90$
Torzní tuhost pohonu frézovacího zařízení	$k_{\varphi,2} = 5,5e3 \text{ kNm/rad}$
Torzní tuhost pohonu stroje	$k_{\varphi,1} = 8,5e3 \text{ kNm/rad}$
Průměr frézy	$D_n = 750 \text{ mm}$
Přenášený výkon	$P = 53 \text{ kW}$
Omezný moment na vřetenu zařízení	$M_L = 15 \text{ kNm}$
Dolní mez translační tuhosti pro dosažení rezného výkonu kotoučové frézy 100 kW	50 kN/mm

Stanovit:

- torzní tuhost pohonu na nástroji $k_{\varphi,n}$ a translační tuhost záběru nástroje s obrobkem $k_{s,no}$



Obr. 49 - Frézování drážek rotoru kotoučovou frézou [4]



Obr. 50 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů - kinematické schéma

Torzní tuhost na vřetenu frézovacího zařízení se stanoví pomocí vztahů:

- transformace torzní tuhosti stroje $k_{\varphi,1}$ na nástroj

$$\frac{1}{2} k_{\varphi,1} * \varphi_1^2 = \frac{1}{2} k_{\varphi,2,1} * \varphi_2^2 \dots \dots \dots (165)$$

$$i_{1,2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{z_{10}}{z_9}$$

$$i_{1,2} = 3$$

$$k_{\varphi,2,1} = k_{\varphi,1} * i_{1,2}^2$$

$$k_{\varphi,2,1} = 7,65e4$$

- celková torzní tuhost

$$\frac{1}{k_{\varphi,n}} = \frac{1}{k_{\varphi,2}} + \frac{1}{k_{\varphi,2,1}}$$

$$k_{\varphi,n} = 5,1e3 \text{ kNm/rad}$$

- translační tuhost nástroje se stanoví pomocí vztahu $k_{s,n} = k_{\varphi,n} * \frac{4}{D_n^2}$
..... (142)

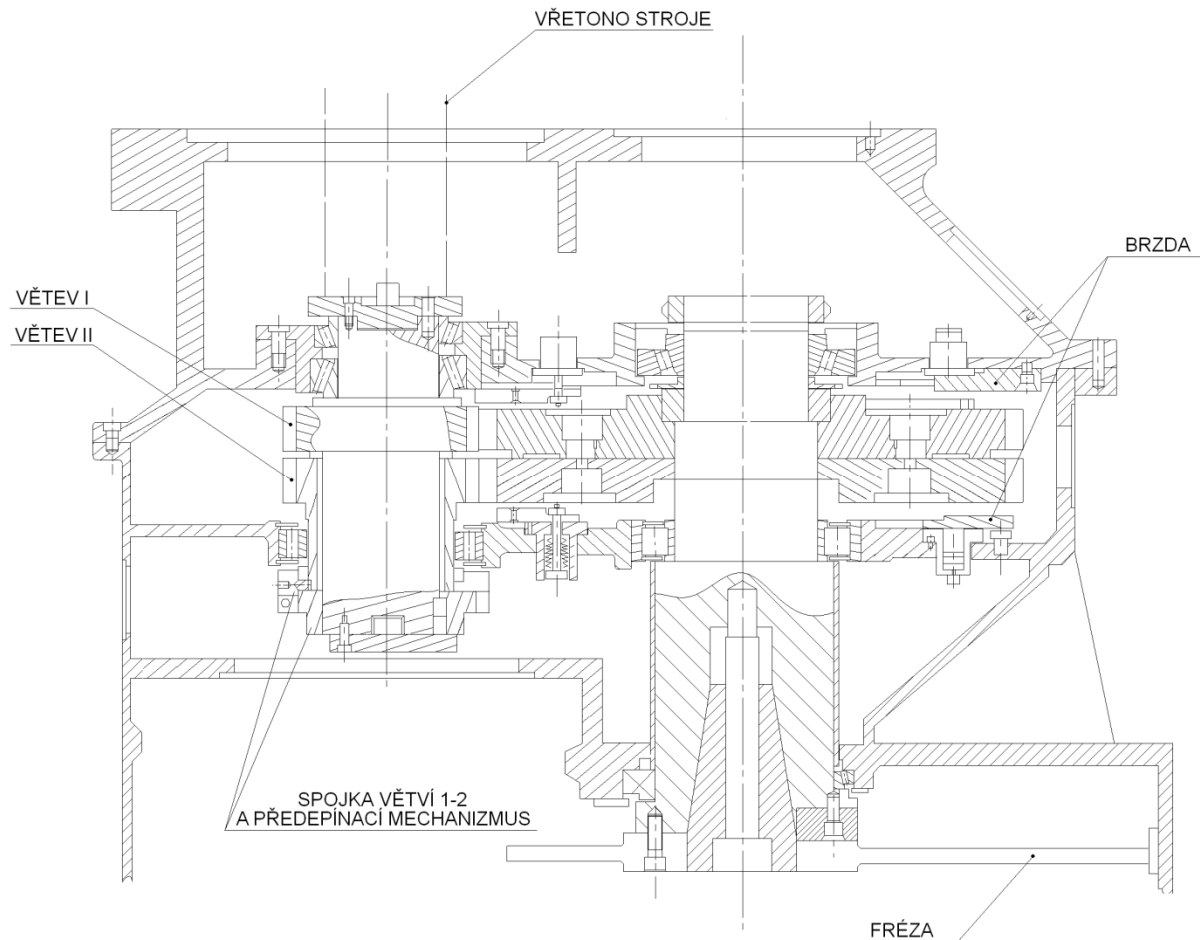
Vzhledem k tomu, že je translační tuhost obrobku podstatně větší než translační tuhost nástroje (viz Obr. 49 - Frézování drážek rotoru kotoučovou frézou) lze předpokládat:

$$k_{s,no} = k_{s,n}$$

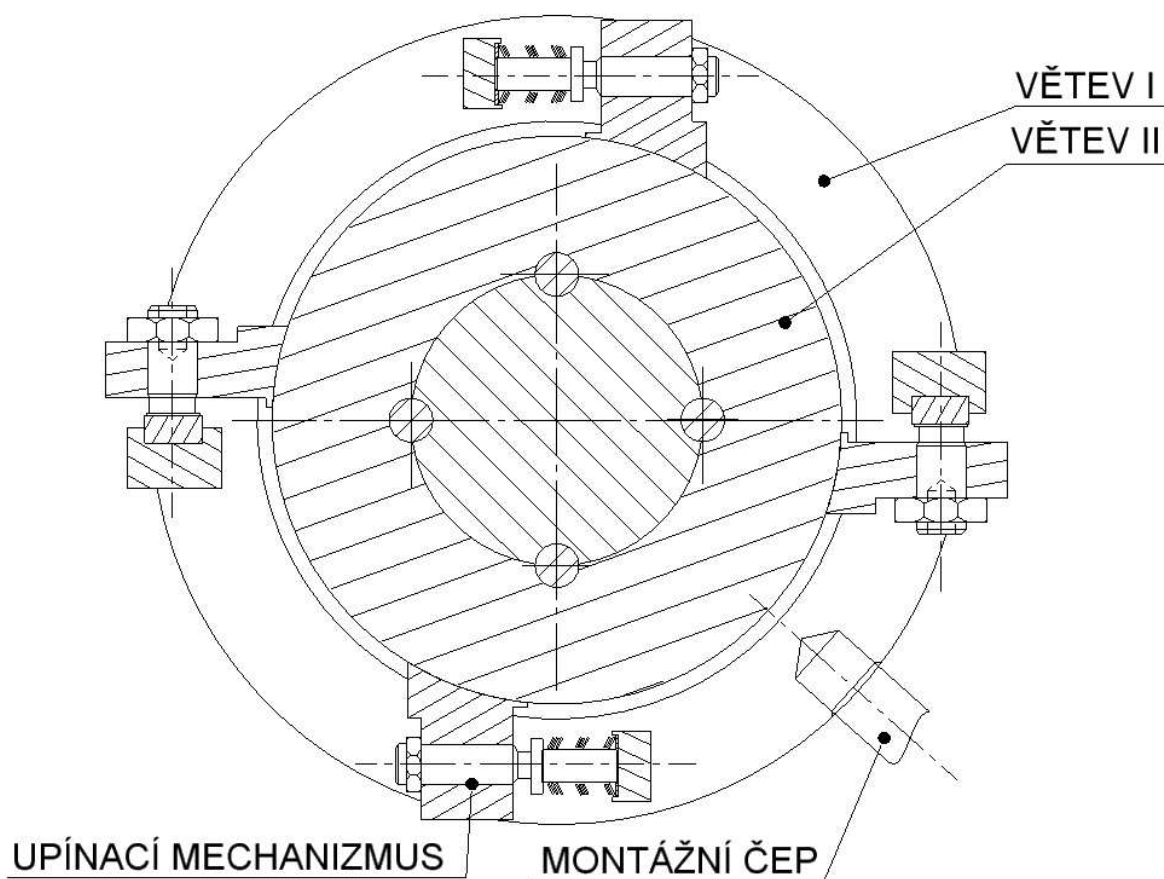
$$k_{s,n,o} = 36,4 \text{ kN/mm}$$

Výsledná hodnota je nižší, nežli dolní mez translační tuhosti frézy výkonu 100 kW - pro přenášený výkon 53 kW lze nižší hodnotu připustit.

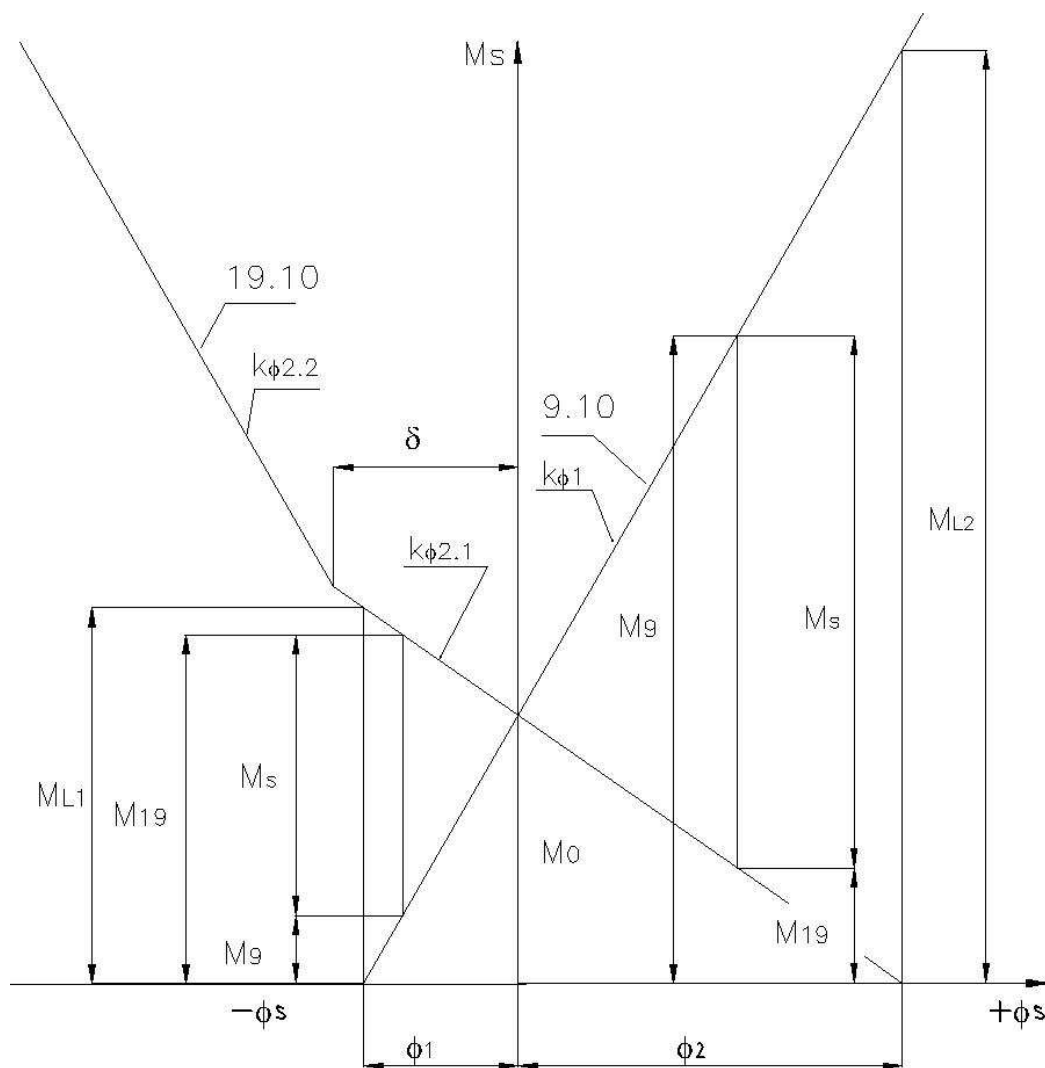
Na Obr. 51 je frézovací zařízení s předepnutým finálním převodem. Dále je zde použita brzda pro tlumení kmitů vyvolaných řezným procesem při najíždění frézy do záběru. Princip předepnutí je zřejmý z Obr. 52 - předepnutí se vyvozuje šrouby přes sady talířových pružin, po předepnutí se nastaví vůle ve spojce, která umožňuje snížit vliv nepřesností převodu na kolísání sil. Na Obr. 53 – Tuhost jednotlivých větví hlavního pohonu frézovacího zařízení – je zakresleno zatěžování pohonu v obou směrech pohybu. Vůle spojky x_2 je vyjádřena úhlovým natočením δ .



Obr. 51 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů [4]



**Obr. 52 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů –
Řez B-B [4]**



Obr. 53 – Tuhost jednotlivých větví hlavního pohonu frézovacího zařízení

SEZNAMY

Seznam tabulek

Tab. 1- Hodnocení variant kinematického schématu třístupňové převodovky	27
Tab. 2 – Ozubená kola – specifikace k Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	40
Tab. 3 – Zatěžovací stavy – výstupní hřídel (vřeteno) – přiřazení veličin.....	44
Tab. 4- Zatěžovací stavy – souhmotí SH8	45
Tab. 5 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH4	46
Tab. 6 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH3	47
Tab. 7 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH5	48
Tab. 8- Zatěžovací stavy – souhmotí SH6	49
Tab. 9 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH7	50
Tab. 10 - Zatěžovací stavy – souhmotí SH2	51
Tab. 11 -Zatěžovací stavy – souhmotí SH1	52
Tab. 12 - Přípustné hodnoty sklonu hřídele v ložisku [1]	53
Tab. 13 – Součinitel maximálního zatížení pohonu	54
Tab. 14- Dovolené deformace v ozubených převodech [6]	54
Tab. 15 - Součinitelé bezpečnosti ozubeného převodu	54
Tab. 16 - Hodnocení variant kinematického schématu dvoustupňové převodovky	65

Seznam příkladů

Př.: 1- Hlavní pohon soustruhu - počet stupňů.....	4
Př.: 2 - Hlavní pohon soustruhu - var. A - stanovení výstupních parametrů.....	5
Př.: 3 - Hlavní pohon soustruhu - var. B - stanovení výstupních parametrů - úprava kin. schématu.....	10
Př.: 4- Hlavní pohon s 1 stupněm - stanovení výstupních parametrů - úprava kin. schématu	14
Př.: 5 - Hlavní pohon soustruhu - 3 stupně - stanovení výstupních parametrů	18
Př.: 6 - Stanovení finálního a vstupního převodu.....	31
Př.: 7 - Stanovení převodů 2. stupně	35
Př.: 8 - Stanovení převodů 1. stupně	38
Př.: 9 - Základní parametry převodovky	41
Př.: 10 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH8	45
Př.: 11 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH4	45
Př.: 12 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH3	46
Př.: 13 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH5	47
Př.: 14 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH6	48
Př.: 15 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH7	49
Př.: 16 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH2.	50
Př.: 17 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH1	51
Př.: 18 - Stanovení převodovky hlavního pohonu.....	67
Př.: 19 - Transformace tuhosti záběru ozubených kol na torzní tuhost.....	74
Př.: 20 - Transformace ohybové tuhosti hřídelí na torzní tuhost.....	79
Př.: 21 - Transformace torzní tuhosti hřídelí na vřeteno (finální člen SH8).	81
Př.: 22 - Transformace tuhosti ložisek na torzní tuhost.....	82
Př.: 23 - Transformace tuhosti skříně na torzní tuhost - postup výpočtu.	86
Př.: 24 - Celková torzní tuhost na vřetenu (finální člen SH8).....	88
Př.: 25 - Translační tuhost v místě záběru nástroje s obrobkem.	88

Př.: 26 - Předpětí mechanismu hlavního pohonu frézovacího vřeteníku.....	90
Př.: 27 - Tuhost mechanismu hlavního pohonu frézovacího zařízení a translační tuhost v místě záběru nástroje s obrobkem.....	92

Seznam obrázků

Obr. 1 - Blokové schéma mechanismu hlavního pohonu	1
Obr. 2 - Výkon, moment - otáčky vřetene.....	2
Obr. 3 - Výkon, moment - otáčky motoru.....	3
Obr. 4 - Hlavní pohon - var. A (řazení spojku) - kinematické schéma	6
Obr. 5 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 4).....	9
Obr. 6 - Hlavní pohon - var. B(řazení kol) - kin. schéma	10
Obr. 7 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 6).....	14
Obr. 8 - Hlavní pohon - jednostupňový - kin. schéma	15
Obr. 9 - Otáčkový diagram – jednostupňová převodovka (kinematické schéma Obr. 8).....	18
Obr. 10 - Hlavní pohon - 3 stupně (řazení spojkou a přesuvným kolem) - kinematické schéma	19
Obr. 11 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka (kinematické schéma.....	23
Obr. 12 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu (Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A)	24
Obr. 13 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh - varianta A	25
Obr. 14 – Otáčkový diagram – třístupňová převodovka soustruhu)	26
Obr. 15 – Kinematické schéma pohonu – 3 stupně - soustruh - varianta B	27
Obr. 16 - Otáčkový diagram – třístupňová převodovka vyvrtávacího stroje.....	28
Obr. 17 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – vyvrtávací stroj [4].....	29
Obr. 18 - Skříň vřeteníku soustruhu – finální převod [4].....	33
Obr. 19 - Kinematické schéma pohonu – 3 stupně – soustruh –	43
Obr. 20 – Hlavní pohon soustruhu – 3 stupně – řezy A-A, B-B, C-C [4].....	52
Obr. 21 - Hlavní pohon soustruhu – 3 stupně – pohled.....	53
Obr. 22 - Souhmotí SH1 [4]	55
Obr. 23 – Souhmotí SH2 [4]	56
Obr. 24 - Souhmotí SH7 [4].....	57
Obr. 25 - Souhmotí SH4 [4].....	58
Obr. 26 – Souhmotí SH3 [4]	59
Obr. 27 – Souhmotí SH6 [4]	60
Obr. 28 – Souhmotí SH5 [4]	61
Obr. 29 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 30 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojkou).....	62
Obr. 30 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojkou	63
Obr. 31- Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly)	63
Obr. 32 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení přesuvnými koly.....	64
Obr. 33 - Otáčkový diagram – dvoustupňová převodovka (Obr. 34 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojky a brzdy planetové skříně.....	64
Obr. 34 - Kinematické schéma pohonu – 2 stupně – řazení spojky a brzdy planetové skříně. 65	
Obr. 35 - Dvoustupňová planetová převodovka [5].....	70
Obr. 36 - Frézovací stroj na obrábění klikových hřídelí frézou s vnějšími břity [2]	72
Obr. 37 - Frézovací stroj na obrábění klikových hřídelí frézou s vnitřními břity [2]	72
Obr. 38 - Hrotový soustruh s oběžným průměrem nad suportem 1600 mm [4]	73
Obr. 39 - Schéma soustavy stroj - obrobek - nástroj.....	73

Obr. 40 - Schéma transformace tuhosti záběru ozubených kol na torzní tuhost - 1. převodový stupeň	77
Obr. 41 - Souhmotí SH8.....	78
Obr. 42 - Ohybová deformace hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 1 (normální smysl pohybu)	80
Obr. 43 - Ohybová deformace hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 2 (opačný smysl pohybu).....	81
Obr. 44 - Souhmotí SH4 - rozměry ložisek, posunutí vlivem deformace ložisek [4].....	84
Obr. 45 - Souhmotí SH8 - posunutí vlivem deformace ložisek	85
Obr. 46 - Posunutí hřídelí SH4 a SH8 v místech kol 9 a 10 - stav 1 (normální smysl pohybu) vlivem deformace ložisek.....	86
Obr. 47 - Hlavní pohon frézovacího vřeteníku s mechanickým předepnutím	89
Obr. 48 - Schéma předepínání mechanismu hlavního pohonu dle Obr. 47	90
Obr. 49 - Frézování drážek rotoru kotoučovou frézou [4]	92
Obr. 50 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů - kinematické schéma	93
Obr. 51 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů [4]	94
Obr. 52 - Hlavní pohon frézovacího zařízení pro frézování drážek rotorů –	95
Obr. 53 – Tuhost jednotlivých větví hlavního pohonu frézovacího zařízení	96

Seznam použité literatury

Firemní literatura (katalogy, www.)

- [1] FAG Rolling Bearings. Katalog, FAG 1995
- [2] GFM-GmbH: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.gfm>
- [3] SIEMENS. Katalog Sinumerik & Simodrive: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.siemens.cz/pohony>
- [4] ŠKODA MACHINE TOOL. Materiály zapůjčené s laskavým svolením ŠMT: <http://www.cz-smt.cz/>,
- [5] ZF MASCHINENANTRIEBE GMBH. Katalog: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.industrial-drives.zf.com>

Publikace

- [6] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje, Konstrukce a výpočty. Praha, SNTL, 1982
- [7] ELJASBERG M. E., DEMČENKO V. A. Dynamická ustojivost stankov při rabote frezami različnych vidov. Stanki i instrument,12, 1988, č. 12, s. 11 - 14
- [8] FROHLICH, J. Technika uložení s valivými ložisky. Praha: SNTL, 1978
- [9] HUDEC, Z. Tuhost obráběcích strojů. Plzeň: ZČU, 2013, ISBN 978-80-261-0389-9
- [10] HUDEC, Z. Uložení vřetene – příklady. Plzeň ZČU, 2013, ISBN 978-80-261-0390-5
- [11] HUDEC, Z. Posuvové mechanismy – příklady. Plzeň: ZČU 2013. ISBN 978-80-261-0388-2
- [12] TUPLIN, W.A. Namáhání ozubených kol. Praha: SNTL, 1964

[13] ZAHRADNÍK, J. PISKAČ. L. PFEIFER. V. FORMÁNEK, J. Elektrická výzbroj
obráběcích strojů. Plzeň: ZČU, 2006

Přílohy

[14] Program Excel / MitCalc: shaft03.xls

[15] Program Excel / ziv_stroje.xls

[16] Program PREV: soubory hpsh1.dhl, hpsh1.vys, hpsh2.dhl, hpsh2.vys, hpsh3.dhl,
hpsh3.vys, hpsh4.dhl, hpsh4.vys, hpsh5.dhl, hpsh5.vys, hpsh6.dhl, hpsh6.vys,
hpsh7.dhl, hpsh7.vys, hpsh8.dhl, hpsh8.vys.

KKS/KVS,KOS HLAVNÍ POHON - PŘÍKLADY

doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.

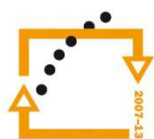
Vydavatel: Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství
Univerzitní 8, 306 14 Plzeň
tel.: 377 631 951
e-mail: vydavatel@vyd.zcu.cz

Katedra: konstruování strojů
Vedoucí katedry: doc. Ing. Václava Lašová, CSc.
Určeno: pro studenty FST
Vyšlo: červen 2013
Počet stran: 106
Nositelé
autorských práv: doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.
Západočeská univerzita v Plzni
Vydání: 1. vydání, on-line

Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou.



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



**OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost**

INVESTICE
DO ROZVOJE
VZDĚLÁVÁNÍ

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.

Tento projekt je spolufinancován Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07/2.2.00/07.0235 „Inovace výuky v oboru konstruování strojů včetně jeho teoretické, metodické a počítačové podpory“.