

Otočný stůl nové koncepce pro multifunkční obráběcí centrum

Ing. Ondřej Kubera

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.

Abstrakt

Příspěvek popisuje novou koncepci otočného stolu s prstencovým motorem, která umožní přesné bezvúlové polohování s dostatečným krouticím momentem a zároveň dostatečně vysoké otáčky pro soustružnické aplikace. Předpokládané využití tohoto stolu je zejména u multifunkčních obráběcích center pro větší obrobky, ale navrženou koncepci lze uplatnit též na soustružnická vřetena.

Klíčová slova

Otočný stůl, Planetová převodovka, Prstencový motor, Multifunkční obráběcí centrum

1. Úvod

Od otočných stolů, nebo spíše od rotačních os obráběcích strojů očekáváme vysoké otáčky s malým krouticím momentem v soustružnickém režimu a zároveň nízké otáčky s vysokým krouticím momentem, pokud možno se zachováním bezvúlového polohování v polohovacím režimu.

V současnosti je splnění výše uvedených požadavků do značné míry limitováno možnostmi elektrických motorů. Neexistují motory, které by uměly pracovat s vysokým momentem při nízkých otáčkách a současně dosahovat vysokých otáček, aniž by bylo nutné použít vysoké hodnoty protékajícího proudu. V případě asynchronních motorů s kotvou nakrátko je problematické dosažení vysokých momentů při malých otáčkách. U synchronních motorů (zejména s permanentními magnety v rotoru) je jejich konstrukce přímo podmíněna požadovanými pracovními otáčkami. Buď jsou provedeny s malým počtem pólů a umožňují dosahovat vysokých otáček, anebo mají velký počet pólů (prstencové motory), pracovní otáčky klesají s rostoucím počtem pólů.

Tyto vlastnosti určují následnou konstrukci rotačních os, kdy lze současně v jedné konstrukci použít více typů motorů a ty mezi sebou přepínat tak, aby byla dodržena požadovaná charakteristika. Toto uspořádání pohonu lze provést jako bezvúlové. [1]

Další možností je použití motoru s vloženou řaditelnou převodovkou, kde lze bezvúlovost realizovat velmi obtížně. V současnosti se používají řaditelné převodovky s převodem do pomala. Oba používané způsoby mají poměrně velké nároky na zástavbový prostor. [1]

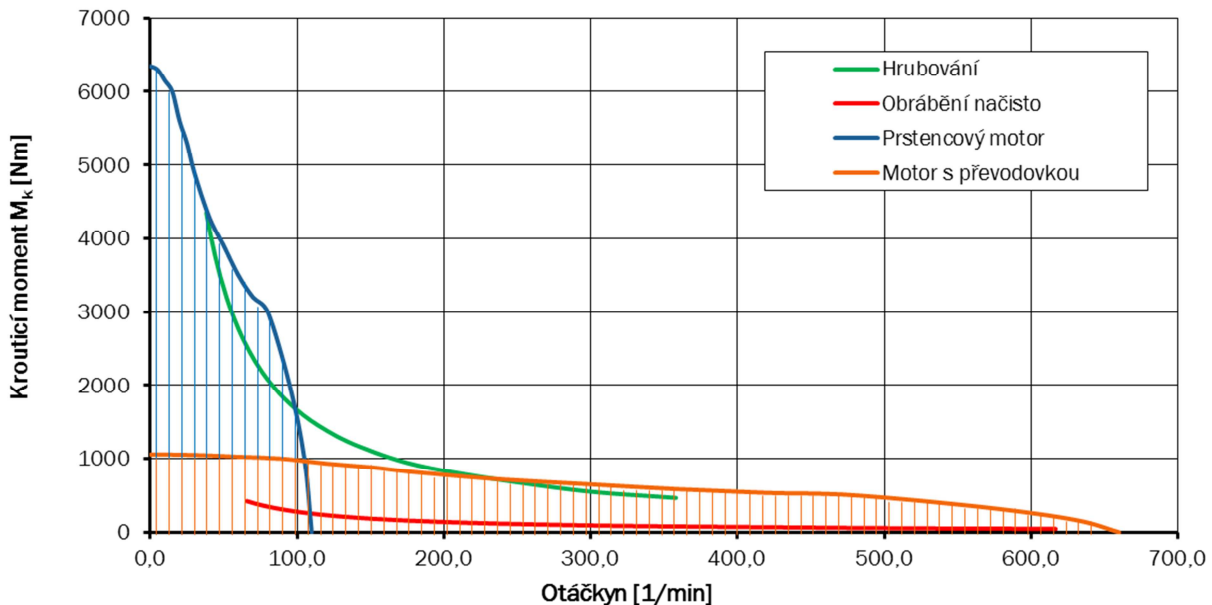
Nové řešení využívá pouze jednoho motoru, který bezvúlově přenáší vysoký krouticí moment potřebný pro přesné polohování. Zároveň umožní otočnému stolu dosahovat vysokých otáček.

Otočný stůl nové koncepce pohání kombinace prstencového motoru, který má vysoký krouticí moment s planetovou převodovkou. Planetová převodovka má převody do rychla a může být volena jedno stupňová nebo více stupňová (převážně pro soustružnická vřetena). Podstatou této metody je pomocí přestavovacího mechanismu v jedné poloze přenést na výstupní hřídel vysoký krouticí moment z prstencového motoru a v druhé poloze přestavovacího mechanismu přenést maximální otáčky z planetové převodovky, která je poháněna prstencovým motorem. [1]

Při této koncepci řešení pohonu otočného stolu je pokryt celý rozsah požadavků kladených na pohon z hlediska soustružení, což je vidět na obr. 1. Závislost otáček na krouticím momentu při soustružení na tomto obrázku byla počítána pro ocel, kde řezná rychlost pro hrubování byla

200 m/min a pro obrábění načisto byla 350 m/min. Dále bylo počítáno s převodem planetové převodovky 1:6.

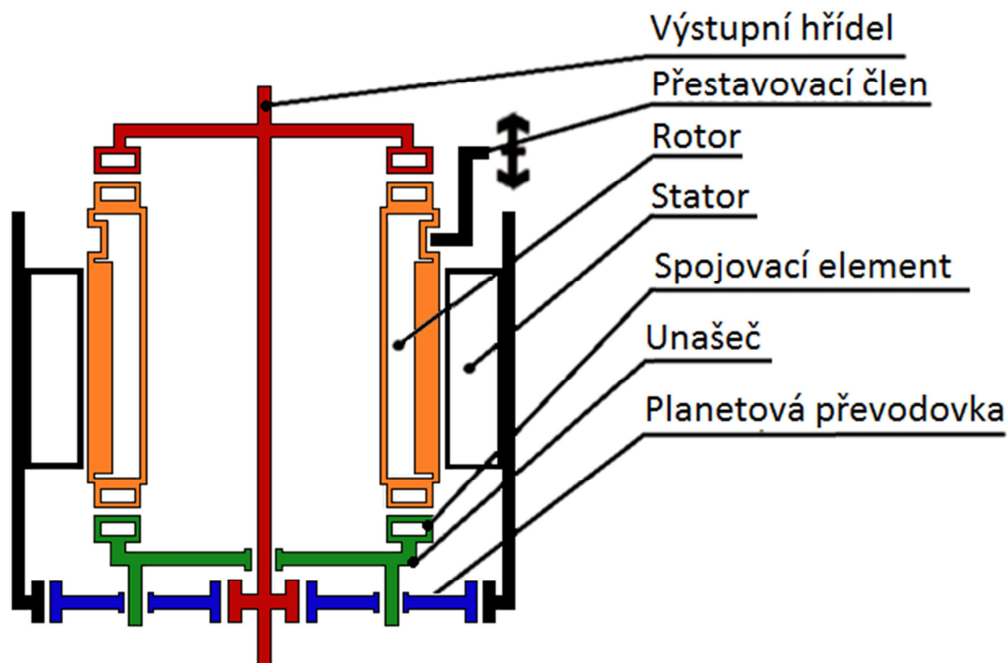
V aplikacích kde nepotřebujeme velké kroučící momenty, ale vysoké otáčky, jako je při soustružení načisto, nebo při jemném soustružení plně postačuje zapojení pohonu přes převodovku s převodem do rychla. Například u hrubování pro velké průměry soustružení potřebujeme, velký kroučící moment a nízké otáčky, což splňuje samotný prstencový motor. Naopak pro hrubování menších průměrů potřebujeme velké otáčky a nižší kroučící moment, proto se využije prstencového motoru spolu s planetovou převodovkou. Samotný prstencový motor bude následně sloužit především přesnému polohování. [4]



obr. 1. Závislost otáček na kroučícím momentu při soustružení

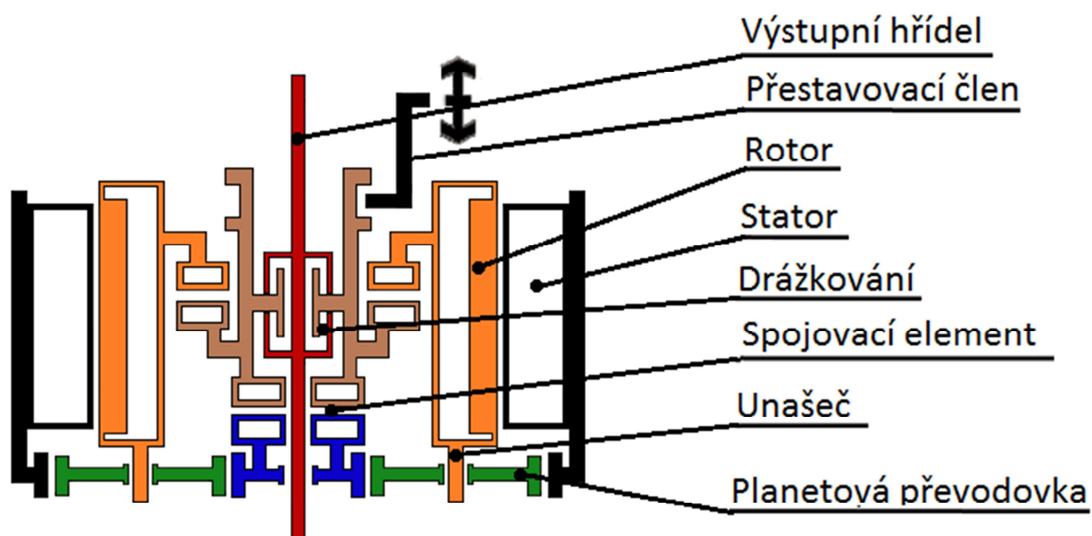
2. Příklady možného provedení [1]

První možné provedení je pomocí přesuvného rotoru prstencového motoru. Na obr. 2. je schematicky znázorněna varianta, která se skládá ze statoru a rotoru prstencového motoru. Rotor musí být uložen v ložiscích, která umožňují potřebné axiální přestavení. Jelikož tato varianta vyžaduje přestavování rotoru a rotaci ve dvou polohách, musí být konstrukce motoru přizpůsobena tak, aby nedocházelo k poklesu kroučícího momentu. Přenos kroučícího momentu z motoru přímo na výstupní hřídel je realizován pomocí spojovacího elementu. Rotor se do druhé polohy přesouvá pomocí přestavovacího členu. V druhé poloze rotoru je také pomocí spojovacího elementu přenášen kroučící moment na unašec planetových kol. V této poloze je výkon odebírán z pastorku planetové převodovky, který je pevně spojen s výstupním hřídelem.



obr. 2. Změna převodového poměru pomocí posuvného rotoru [1]

Druhá varianta provedení otočného stolu na obr. 3. je založena na změně převodového poměru pomocí přestavovacího členu spojené s výstupní hřídelí. Přestavovací člen je s výstupním hřídelem spojen pomocí drážkování. V první poloze je přesuvný člen řazení spojen přes spojovací element s rotorem prstencového motoru, čímž je přenášen výkon z motoru přímo na výstupní hřídel. Rotor motoru je pevně spojen s unašečem planetových kol a při přestavení spojky řazení do druhé polohy je výkon z motoru přenášen přes pastorek planetové převodovky na přesuvný člen řazení, který je spojen přes spojovací element s pastorkem. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost oddělit pastorek a výstupní hřídel pomocí ložiska, kvůli kterému je nutné zvýšit průměr pastorku, což se může projevit redukcí převodového poměru převodovky.



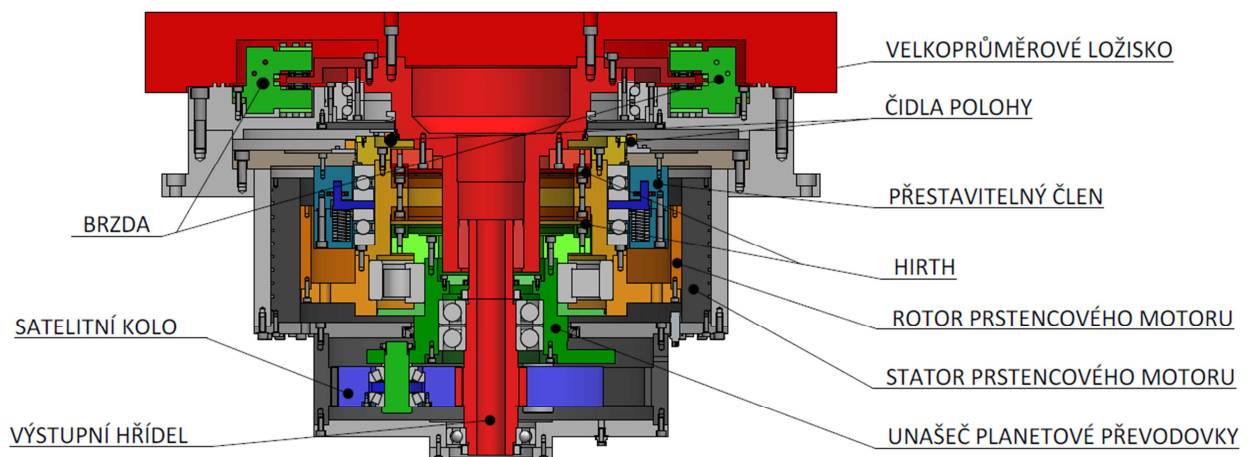
obr. 3. Změna převodového poměru pomocí spojky řazení spojené s výstupní hřídelí [1]

Výše popsané konstrukční varianty mají své klady i zápory. První varianta zaručuje bezvúlový chod v polohovacím režimu. Nevýhodou tohoto řešení je jeho cena oproti druhé variantě v důsledku nutnosti zakoupení speciálního prstencového motoru. Druhá varianta je sice cenově méně náročná, ale zase nenabízí úplný bezvúlový chod v polohovacím režimu.

3. Konstrukční řešení

Pro výslednou podobu pohonu otočného stolu s prstencovým motorem a planetovou převodovkou dorychla, byla zvolena varianta s přestavitelným rotorem. Důvodem tohoto rozhodnutí bylo to, že u varianty se spojkou řazení spojenou s výstupní hřídelí se výkon přenáší z přestavného elementu na výstupní hřídel přes drážkování. V tomto drážkování vznikají minimální vůle, které jsou nepříznivé hlavně v režimu přímého pohonu, kdy požadujeme bezvúlový chod. Právě proto byla zvolena varianta s přestavitelným rotorem, která v režimu přímého pohonu nemá žádnou vůli. [4]

Na obr. 4. je konstrukční řešení nového pohonu otočného stolu, kde je použit speciální prstencový motor s možností axiálního posuvu a rotace ve dvou polohách. Jako spojení v jednotlivých polohách jsou zde použity Hirthovy spojky, které umožňují bezvúlové přenášení výkonu z motoru na převodovku nebo přímo na stůl. Dále jsou zde použita rotační čidla polohy, která hlídají natočení v jednotlivých částech stolu. Pro přestavení stolu je zde použit člen, jenž je permanentně dotlačován pružinami do polohy, kde je přímo motor spojen s výstupní hřídelí. Do druhé polohy, kde je motor spojen s výstupní hřídelí přes převodovku, je tento člen dotlačován hydraulicky. Samozřejmostí je také velkopřůměrové ložisko, které limituje maximální otáčky tohoto stolu. Pro zpevnění tohoto stolu je použita bezvúlová brzda. [4]



obr. 4. Řez otočným stolem nové koncepce

Na planetové převodovce záleží konečné vlastnosti celého pohonu, ať už jeho mechanické vlastnosti a nebo možnosti jeho regulace. Může záležet na účinnosti celé převodovky a její tuhosti, což může podstatně ovlivnit její přesnost výroby.

4. Planetová převodovka

Princip planetových převodovek umožňuje dosáhnout vysoké převody s menším počtem převodových stupňů, než tomu je u převodovek klasických. Jejich další zásadní odlišností od převodovek klasických je rozdělení toku výkonu přes několik satelitů. Dochází tak hlavně k poklesu zatížení a tím i deformací jednotlivých paralelních větví. Axiální zástavba je kratší, čímž klesá vliv průhybů na celkovou poddajnost. Nižší relativní rychlosti v určitých místech převodovky umožňují použít tužší (např. jehlová) ložiska, která snižují radiální deformace v uložení hřídelů. Celá konstrukce je středově symetrická, takže dochází k výhodné kompenzaci radiálních sil a tím k zmenšení průhybu hřídelů. Z energetického hlediska je zajímavé, že u některých typů planetových

převodovek může být celková účinnost vyšší, než u odpovídajícího převodu klasického což bude dále ukázáno pro náš typ planetové převodovky 2K-U, na obr. 5. Další výhodou je to že planetový princip výrazně efektivněji využívá vnitřního prostoru skříně, což vede k poklesu vnějších zástavbových rozměrů i celkové hmotnosti.

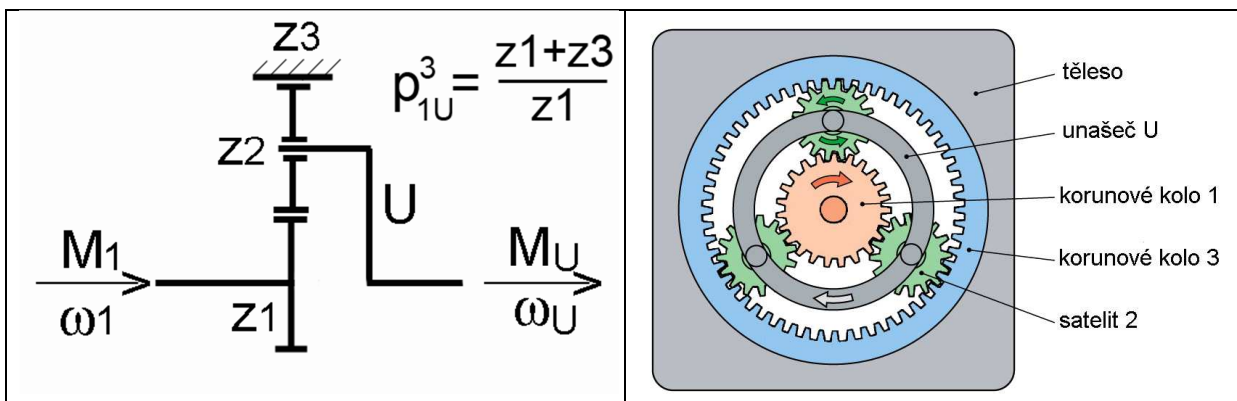
4.1 Účinnost planetové převodovky

Při určování účinnosti planetové převodovky vycházíme z účinnosti základního převodu, který je vlastně předpoklad, nebo spíše pesimistický odhad. Tato účinnost se skládá ze dvou účinností a to:

- účinnost jednoho vnějšího zubového záběru včetně ložisek $\eta_{v_{ext}} = 0,97$
- účinnost jednoho vnitřního zubového záběru včetně ložisek $\eta_{v_{in}} = 0,98$

Celková účinnost základního převodu je tedy

$\eta_V = \eta_{v_{ext}} \cdot \eta_{v_{in}} = 0,95$ kdy, tento vzorec platí bez ohledu na počet satelitů.



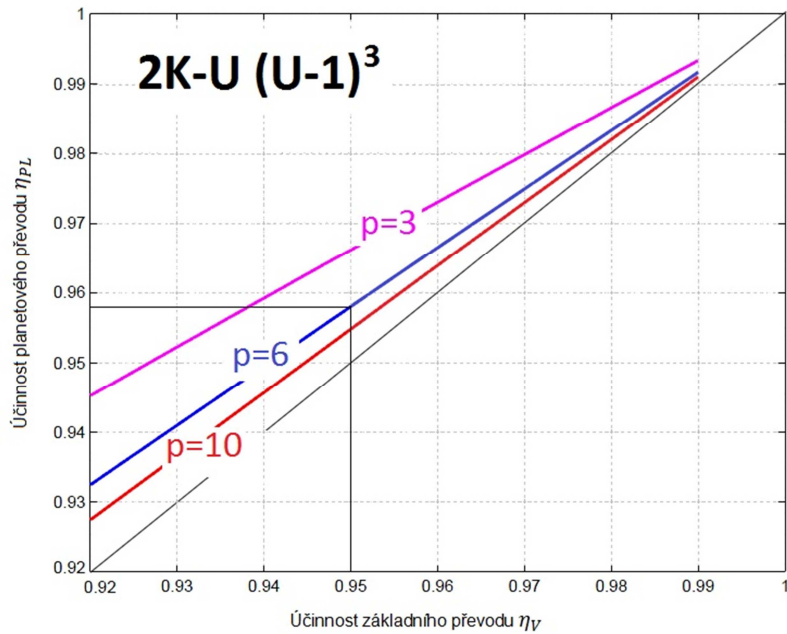
obr. 5. Jednostupňová planetová převodovka 2K-U

Účinnost planetového převodu je

$$\eta_{PL} = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_1 \cdot \omega_1 + \frac{M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_U) \cdot (1 - \eta_V)}{\eta_V}} = \frac{\eta_V}{\eta_V + (1 - p_{U1}^3) \cdot (1 - \eta_V)} \quad (1)$$

$$= \frac{\eta_V}{1 - p_{U1}^3 \cdot (1 - \eta_V)}$$

Jmenovatel v (1) je menší než jedna, takže účinnost v recipročním planetovém režimu je větší než u převodu základního, což je patrné na obr. 6. V našem případě kdy je převod převodovky $p = 6$ je účinnost planetové převodovky $\eta_{PL} = 0,95 / (1 - 0,166 \cdot 0,05) = 0,958$. V případě nižších převodových poměrů může být účinnost planetového převodu výrazně vyšší, než je účinnost základního převodu.



obr. 6. Účinnost jednostupňové převodovky 2K-U v inverzním režimu

4.2 Tuhost planetové převodovky [2] [3]

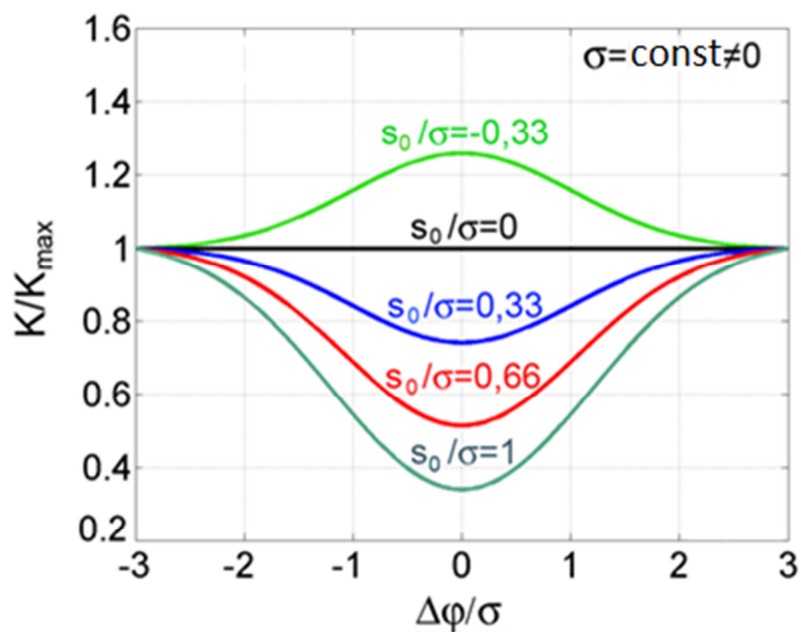
Základním předpokladem pro dále uvedené výpočty je velký počet zubů v záběru. Pravděpodobnost dotyku dvou zubů závisí na výrobních chybách a na zatížení převodovky.

Výsledná tuhost převodovky (výpočet převzatý z [2] a [3]):

$$K = K_{max} + \frac{K_{max}}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\Delta\varphi} \left(e^{-\frac{(\zeta-s_0)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{-(-\zeta-s_0)^2}{2\sigma^2}} \right) d\zeta = fce(\Delta\varphi) \quad (2)$$

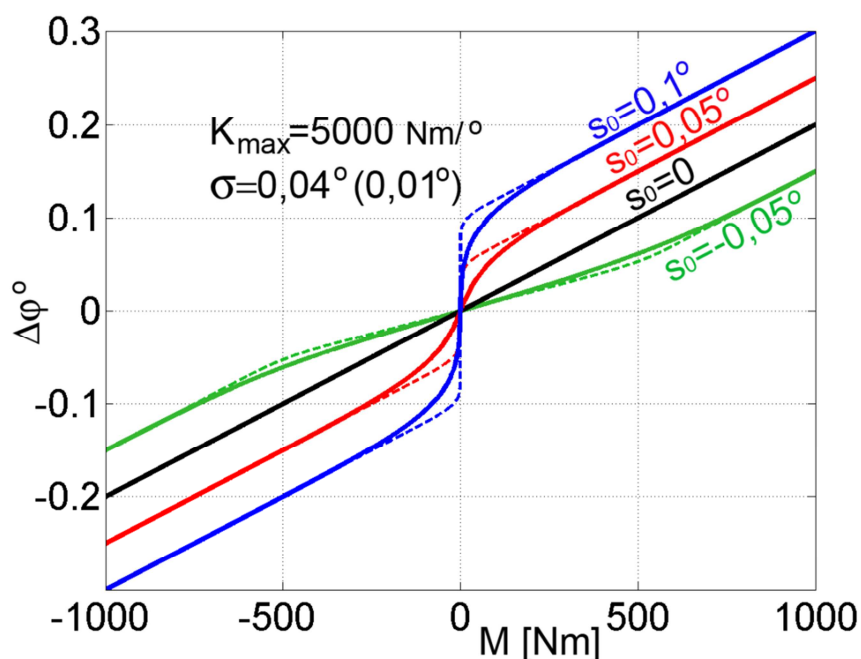
Kde je: K_{max} – maximální tuhost
 ζ - skutečná zubová vůle na jednom boku
 s_0 - střední hodnota zubové vůle
 σ - směrodatná odchylka
 $\Delta\varphi$ - nakroucení

Pro různé hodnoty statistických parametrů s_0, σ mohou mít průběhy tuhosti značně odlišný tvar, viz obr. 7. Při nadměrném přiblížení hřidelů vznikne stav předpětí, kdy střední hodnota vůle s_0 bude záporná a tuhost bude maximální v nezátíženém stavu převodovky. Podobný efekt je ostatně znám i u předepjatých valivých ložisek, nebo kuličkových matic. U převodovek, kde se jedná o kluzné tření mezi boky zubů, je předepnutí spíše nežádoucí výjimkou.



obr. 7. Různé průběhy tuhosti podle statistických parametrů s_0, σ

Na obr. 8. jsou znázorněny průběhy získané ze vztahu (2) numerickou integrací, neboť exaktní integrace je obtížná.



obr. 8. Vliv vůle a směrodatné odchylky chyby na tvar deformační charakteristiky okolo počátku

Pomocí obr. 8. lze názorně vysvětlit známou zkušenost se záběhem nových zařízení (nejen převodovek). U nezaběhnuté převodovky lze očekávat větší rozptyl výrobních chyb, který se v průběhu zabíhání bude snižovat a s „obrušováním“ nadměrně vyčnívajících tvarů se zároveň bude zvyšovat vůle. Na deformační charakteristice bude v okolí počátku výrazněji vystupovat skokový průběh (v obrázku modrá čárkovaná čára). Po záběhu je žádoucí (pokud je to montážně možné) snížit vůli a přiblížit se lineárnímu průběhu (černá čára).

V případě, že proměřovaná převodovka vykazuje výraznou vůli a průběh deformační charakteristiky v okolí počátku je ostře zalomený, může při změně polarity momentu docházet

k rázům. Tento jev je velice neblahý u našeho řešení, kdy veliká vůle v ozubení může mít nežádoucí důsledky na regulaci servopohonu.

5. Závěr

V článku byly prezentovány dvě možné varianty pohonu nové koncepce otočného stolu s ohledem na technologické požadavky. Ze dvou variant byla vybrána bezvůlová varianta s přestavitelným rotorem, která byla dále detailně nekonstruovaná. Závěrem můžeme říci, že toto řešení je svými rozměry velice kompaktní a je možná snadná integrace do různých multifunkčních obráběcích center. Dále umožní ušetřit druhý pohon, kterým by byl použit pro jeden režim stolu a zároveň umožňuje jeho bezvůlové polohování.

Další práce na tomto otočném stole budou zaměřeny na virtuální model pohonu a porovnání jeho vlastností s klasickými pohony otočných stolů. V dalších fázích prací by tento virtuální model pohonu měl být verifikován na reálném otočném stole.

Seznam symbolů

M_k	Krouticí moment	[Nm]
n	Otáčky	[1/min]
K_{max}	Maximální tuhost	[Nm/°]
ζ	Skutečná zubová vůle na jednom boku	[°]
s_0	Střední hodnota zubové vůle	[°]
σ	Směrodatná odchylka	[°]
$\Delta\varphi$	Nakroucení	[°]
η_{vext}	Účinnost jednoho vnějšího zubového záběru včetně ložisek	[1]
η_{vin}	Účinnost jednoho vnitřního zubového záběru včetně ložisek	[1]
M_1	Krouticí moment na korunovém kole 1	[Nm]
M_U	Krouticí moment na umašeči	[Nm]
z_1	Počet zubů korunového kola 1	[1]
z_2	Počet zubů satelitu	[1]
z_3	Počet zubů korunového kola 2	[1]
p	Převod	[1]
ω_1	Úhlová rychlost na korunovém kole 1	[1/s]
ω_U	Úhlová rychlost na na umašeči	[1/s]
η_{PL}	Účinnost planetového převodu	[1]

Seznam použité literatury

- [1] Novotný, L., Rybář, P., Souček, P.: *Pohon rotačních os, zejména obráběcích strojů, robotů a manipulátorů*. Přihláška užitného vzoru ÚPV ČR. PUV 2011-24463, ČVUT FS VCSVTT
- [2] Souček, P.: *Pohony výrobních zařízení (servomechanismy)* Vydavatelství ČVUT 1994, ISBN 80-01-01159-3
- [3] Kalender, T.: *Statistische Modellierung von Präzisionsgetrieben in elektromechanischen Antriebsystemen* (disertační práce TU Hannover), VDI-Verlag GmbH-Düsseldorf 1994 ISBN 3-18-323601-X
- [4] Kubera, O.: *Otočný stůl nové koncepce pro multifunkční obráběcí centrum*. Praha, 2012. Diplomová práce. ČVUT-FS.