

Analýza vlivu dílčích rozměrových a tvarových chyb nosných dílců obráběcího stroje na dosažitelnou přesnost pohybových os po jejich kompletaci

Adolf Valášek¹

¹ ČVUT v Praze, Fakulta strojní, výrobních strojů a zařízení, Horská 3, 128 00 Praha 2, Česká republika

Abstrakt

Tato práce se zabývá výzkumem určujících vlivů volumetrické chyby obráběcího stroje. V rešeršní části ukazuje, jaké jsou jednotlivé geometrické chyby strojních os a jakým způsobem se modeluje chyba volumetrická. Dále představuje dosavadní výzkum v oblasti chyb vznikajících při montáži stroje, nebo způsob přenášení chyb z podkladových ploch kolejnic na sestavenou strojní osu. Ve vlastní práci je pak představen model výpočtu volumetrických chyb tříosého stroje vycházející ze znalosti jednotlivých geometrických chyb, model výpočtu výsledných geometrických vlastností strojní osy na základě znalosti vlastností podkladových ploch a spojení obou modelů, které ve výsledku dokáží statisticky vyhodnotit volumetrické vlastnosti zadaného stroje pouze na základě předepsaných geometrických tolerancí.

Klíčová slova: geometrické chyby; volumetrická chyba; přesnost; modelování chyb; předvídání vlastností stroje

1. Úvod

Pod pojmem „přesnost obráběcího stroje“ se schovává velké spektrum jeho vlastností. Dlouhou praxí a četnými výzkumy bylo zjištěno, že následující pochody mají největší vliv na chybu koncové polohy a orientace nástroje vůči obrobku [3]

- Geometrické chyby jednotlivých strojních os
- Chyby způsobené teplotní deformací
- Statické zatížení
- Dynamické zatížení
- Chyby řízení

Rostoucí nároky na přesnost ženou vývoj v této oblasti kupředu. Zkoumá se vliv jednotlivých členů chybového řetězce, zkoumají se možnosti kompenzace za využití matematických modelů, zkoumá se předvídavost chyb, zkoumají se možnosti jejich měření.

Tato práce se bude věnovat základním tříosým obráběcím strojům, na kterých je přesnost a geometrie dobře představitelná, ale zároveň ne úplně triviální. Existuje mnoho kinematických konfigurací pro tříosý obráběcí stroj. Rozlišují se hlavně rozdělením jednotlivých strojních os do obrobkové a nástrojové větve, dále pak jejich sériovým uspořádáním a relativním pohybem. Pokud budeme uvažovat pouze translační pohybové osy, existuje celkem 108 různých kinematických konfigurací [1]. Ne všechny konfigurace jsou v praxi používány, ale i tak můžeme pozorovat velkou rozmanitost v jejich konstrukci.

Díky pokročilým výpočetním jádrům řídicích systémů obráběcích strojů můžeme do strojů zavádět kompenzace – při znalosti chyby v určitém bodě můžeme polohu stroje upravit o hodnotu této chyby a dosáhnout tím zlepšení přesnosti. Některé chyby je však obtížné kompenzovat – hlavně chyby úhlového charakteru. U strojů se třemi lineárními osami zkrátka neexistuje způsob, jak opravit chybnou orientaci nástroje vůči obrobku.

Má proto smysl věnovat se detailnímu studiu geometrických chyb a jejich modelování, abychom měli jejich nejlepší a nejdetailnější popis pro využití v kompenzaci. Zároveň má smysl studovat původ geometrických chyb,

abychom lépe porozuměli jejich vzniku a zkusili jim předejít, ať už během výroby dílčích nosných dílců, či při jejich kompletaci. Skloubením těchto dvou disciplín pak může být doporučení pro konstruktéry, jakých výrobních tolerancí se má smysl na dílčích nosných dílcích dožadovat.

Celá práce předpokládá nezatížený, teplotně ustálený stroj, který pracuje maximálně za dokončovacích podmínek.

2. Teoretický úvod do řešené problematiky

Na úvod je krajně vhodné se nejprve seznámit s problematikou geometrických chyb výrobních strojů, jejich druhy, rozdělení, názvoslovím a současným stavem výzkumu.

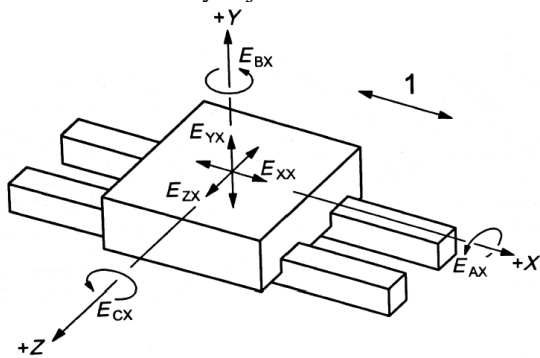
2.1. Geometrické chyby obráběcích strojů

Je obecně známo, že uvolněný objekt v třírozměrném prostoru má šest stupňů volnosti. Uvažujme lineární pohybovou osu jako pohyblivé spojení dvou částí – kolejnice a vozíku. I když je v tomto systému vozík ochuzen o 5° volnosti, s uvažováním polohovacího mechanismu dokonce o všech 6, nemůžeme hovořit o naprosto přesném pohybu v jedné ose. Kvůli výrobním nepřesnostem a deformacím musíme uvažovat chybu pohybu v každém možném směru. Pro samostatnou lineární osu tedy dostáváme stejný počet geometrických chyb jako počet stupňů volnosti tělesa v prostoru – 6 chyb. Jsou to tři chyby translačního charakteru a tři chyby rotačního charakteru:

- Chyba polohování
- Přímost v jednom laterálním směru
- Přímost v druhém laterálním směru
- Rotace okolo vlastní osy (klopení)
- Rotace okolo jedné laterální osy (klonění)
- Rotace okolo druhé laterální osy (vybočení)

* Kontakt na autora: adolf.valasek@fs.cvut.cz

Příklad označení takových chyb na vozíku pohybujícím se ve směru osy X je na Obr. 1.



Obr. 1. Geometrické chyby vozíku v ose X [2]

Mimo základních šesti chyb každé lineární osy obsahují víceosé výrobní stroje také chyby vzájemné kolmosti strojních os. Každá dvojice strojních os tedy vnáší do vlnku přesnosti stroje vzájemnou úhlovou chybu kolmosti.

Pro tříosý výrobní stroj dostáváme celkem 21 geometrických chyb – 18 chyb pocházejících z jednotlivých strojních os [X, Y, Z] a tři chyby kolmosti mezi osami XY, XZ a YZ. Všech 18 geometrických chyb strojních os X, Y a Z je navíc polohově závislých.

2.2. Chyba volumetrická

Volumetrická chyba je vlastně složeninou všech dílčích geometrických chyb a kinematické struktury stroje. Jedná se o celkovou chybu polohy a orientace nástroje vůči obrobku. Jako taková má pro každý bod pracovního prostoru stroje celkem šest složek, tři translační podél jednotlivých os a tři rotační okolo jednotlivých os.

Chyba volumetrická nejlépe vyjadřuje skutečnou přesnost polohování stroje. Z proměřených hodnot volumetrické chyby celého pracovního prostoru se pomocí výpočtových algoritmů také dá určit všech 21 dílčích geometrických chyb (např. aplikace TRAC-CAL [4]). Tyto informace se dají použít pro systémovou kompenzaci stroje a tím zvýšení přesnosti polohování.

K měření volumetrické chyby se používají paprsek sledující interferometrická zařízení, známá pod obchodními označeními jako Laser tracker, nebo Laser tracer.

2.3. Modelování volumetrické chyby

Obráběcí stroje jsou obecně sestaveny z pevných členů, posuvných uložení a rotačních uložení. Mezi nástrojem a obrobkem tak vzniká kinematický řetězec, jehož ideální podobu lze zapsat pomocí homogenních transformačních matic o rozměru 4x4. Zavedením všech 21 geometrických chyb v příslušných částech kinematické struktury se pak získává skutečná podoba kinematického řetězce. Rozdílem radiusvektoru ideálního a chybového kinematického řetězce se pak získají tři translační složky volumetrické chyby.

Transformační matice jsou voleny většinou výzkumníků, díky své jednoduchosti a vhodnosti pro popis kinematických struktur. Protože se u transformací kinematickou strukturou nepoužívá úhlových transformací a úhly chyb

jsou velmi malé, mohou se trigonometrické funkce sinus a cosinus v tradičních transformačních maticích nahradit jejich lineárními aproximacemi okolo počátku, tedy $\sin(a) = a$ a $\cos(a) = 1$. Transformační matice geometrických chyb osy X je popsána vztahem (1).

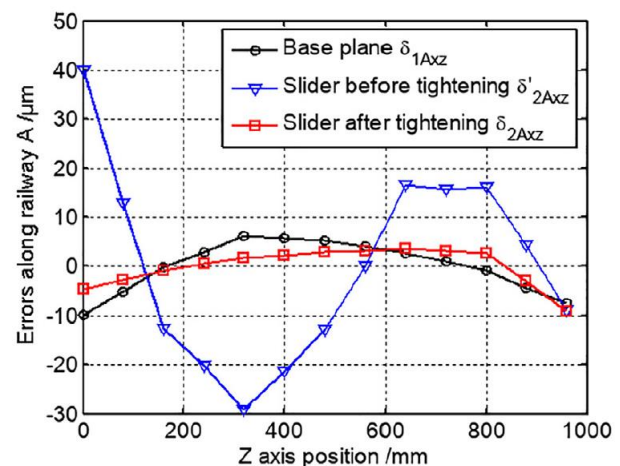
$$T_{EX} = \begin{bmatrix} 1 & -ECX & EBX & EXX \\ ECX & 1 & -EAX & EYX \\ -EBX & EAX & 1 & EZX \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Obdobným zápisem získáme i chybové transformační matice pro ostatní osy. Pro sestavení kompletního kinematického řetězce stroje je dále potřeba znát jeho kompletní kinematickou strukturu, včetně rozměrů. Po sestavení transformací z rámu do TCP (tool center point) v nástrojové a obrobkové větvi se mohou zavést chybové transformace v příslušných uzlech a získat translační složky volumetrické chyby. Úhlové volumetrické chyby se počítají o poznání jednodušeji, vyložení na ně nemá vliv a celková chyba natočení okolo jedné osy je pak pouze součtem dílčích chyb natočení.

Dalším způsobem modelování volumetrické chyby je teorie šroubů (angl. Screw theory), která pomocí vektorových párů (úhel natočení a lineární posunutí) popisuje veškeré pohyby v prostoru jako pohyb po šroubovici. Tuto metodu používá ve své práci např. Zhong [5], ale pro její okrajovost se jí dále nemá smysl zabývat.

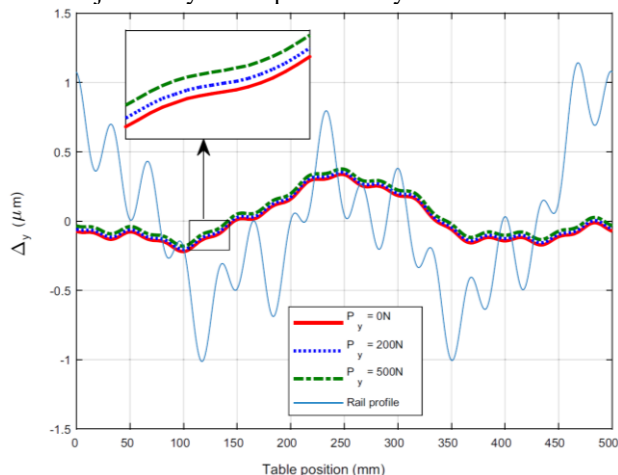
2.4. Důležité statě z rešeršní části

Nejdůležitějším přínosem a poznatkem ze kterého vychází vlastní řešení je práce Zhonga [5]. Ten se zabýval přenášením geometrických chyb při montáži kolejnic lineárního vedení na podkladovou plochu. Jako výchozí úvaha posloužilo porovnání tuhostí kolejnice a podkladové plochy. Na konkrétní kolejnici pak demonstroval, jaké deformace jsou způsobitelné utažením montážních šroubů. Experimentem dále ukázal, že po montáži kolejnic přebírá pohyb vozíku přímou podkladové plochy téměř dokonale. Přenos přímosti je vidět na grafu z experimentu, Obr. 2.



Obr. 2. Průběhy přímostí při experimentu. Černá – podklad, červená – kolejnice po montáži [5]

Tong [6] a Rahmani a Bleicher [7] se v dalších pracích zabývali zkoumáním průměrování chyb valivým vedením. V obou pracích autoři zjišťovali efekt tlumení geometrických chyb valivým vedením jak experimentálně, tak výpočtně pomocí MKP. V obou pracích se ukázal efekt tlumení geometrických chyb výrazně – proti vneseným chybám byla výsledná přímota podpory přibližně dvakrát lepší. MKP výpočty s experimenty ukázaly poměrně dobrou shodu. Na Obr. 3 je pak porovnání chybového profilu kolejnice a výsledné přímoty osy.

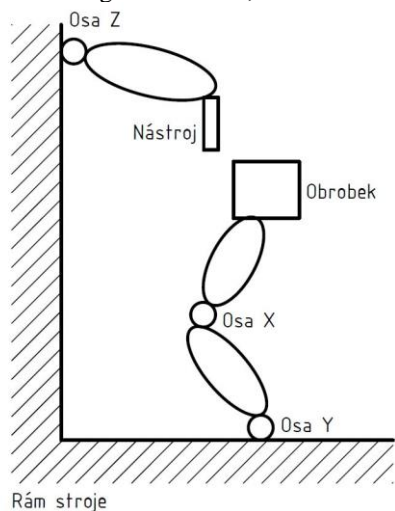


Obr. 3. Simulace výsledné přímoty pro lineární pojazd [6]

V dalších zkoumaných pracích se autoři například zabývali vlivem frekvence vyskytující se chyby na profilu kolejnice a jejím poměrem k rozestupu vozíků. Zde došlo například k zjištění, že chyby s vyšší relativní frekvencí výskytu jsou tlumeny více. [8]

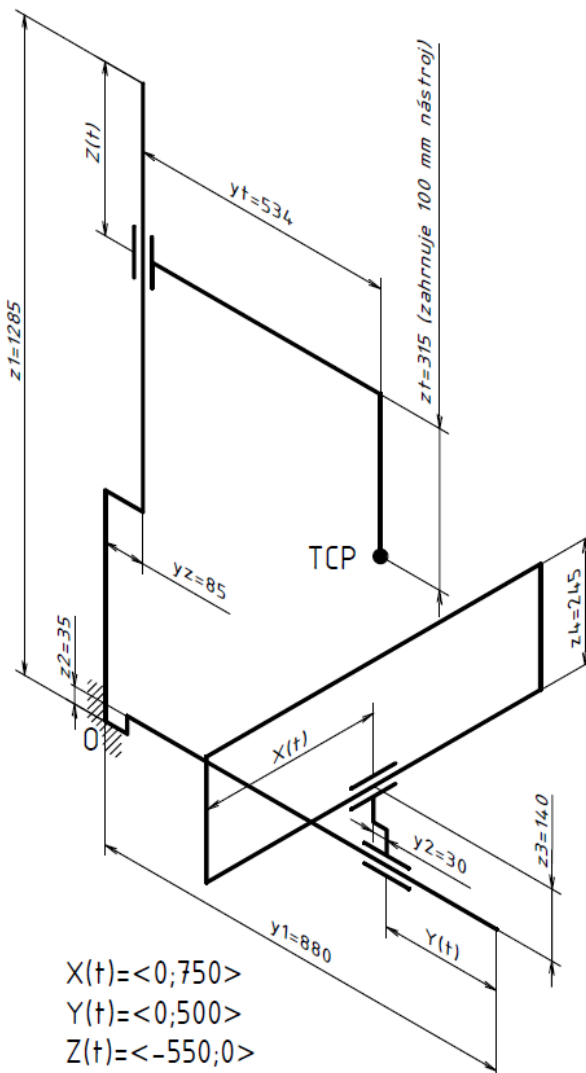
3. Sestavení modelu volumetrických chyb

K sestavení modelu volumetrických chyb potřebujeme kompletní kinematické schéma stroje. V tomto případě bude použit stroj MAS MCV 754 Quick, jehož přibližné rozměry nosné struktury byly k dispozici. Jedná se o stroj s C-rámem a křížovým stolem, jemuž odpovídá kinematická konfigurace ZFYX, znázorněná na Obr. 4.



Obr. 4. Kinematická konfigurace ZFYX obráběcího stroje

Bylo tedy sestaveno kinematické schéma s přibližnými rozměry stroje, kde se uvažuje poloha kinematické posuvné vazby vždy v geometrickém středu příslušného supportu, viz Obr. 5.



Obr. 5. Kompletní kinematické schéma MCV 754 Quick

Pomocí známé podoby transformačních matic pro lineární transformace (například po ose X, viz vztah (2)) může být sestavena kompletní transformace do nástrojové větve (3) a do obrobkové větve (4)

$$T_x(x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$T_{0T} = T_y(yz) \cdot T_z(z1) \cdot T_z(Z(t)) \quad (3)$$

$$T_{0W} = T_z(z2) \cdot T_y(-y1) \cdot T_y(Y(t)) \cdot T_z(z3) \cdot T_y(y2) \cdot T_x(-X(t)) \cdot T_z(z4) \cdot T_x(X(t)) \quad (4)$$

Pro sestavení finálního radiusvektoru je ještě potřeba uvést radiusvektor z posledního kinematického uzlu nástrojové/obrobkové větve do TCP, viz vztahy (5) a (6)

$$r_{TTCP} = \begin{bmatrix} 0 \\ -yt \\ -zt \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$r_{WTCP} = \begin{bmatrix} 0 \\ 250 - Y(t) \\ 550 + Z(t) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Pomocí těchto transformací tedy může být sestaven předpis ideálního, nechybového radiusvektoru z rámu do TCP nástrojové a obrobkové větve (7), (8)

$$r_{0TTCP} = T_{0T} \cdot r_{TTCP} \quad (7)$$

$$r_{0WTCP} = T_{0W} \cdot r_{WTCP} \quad (8)$$

Do klíčových bodů transformace mohou být zavedeny transformace geometrických chyb podle vztahu (1). Vzniká tak chybová transformace (9) a (10) s chybovým radiusvektorem (11) a (12).

$$T_{0Tchyb} = T_y(yZ) \cdot T_z(z1) \cdot T_{EsYZ} \cdot T_{EsXZ} \cdot T_z(Z(t)) \cdot T_{EZ}(Z(t)) \quad (9)$$

$$T_{0Wchyb} = T_z(z2) \cdot T_y(-y1) \cdot T_y(Y(t)) \cdot T_{EY}(Y(t)) \cdot T_z(z3) \cdot T_y(y2) \cdot T_x(-X(t)) \cdot T_{ESXY} \cdot T_x(X(t)) \cdot T_{EX}(X(t)) \cdot T_z(z4) \quad (10)$$

$$r_{0TTCPchyb} = T_{0Tchyb} \cdot r_{TTCP} \quad (11)$$

$$r_{0WTCPchyb} = T_{0Wchyb} \cdot r_{WTCP} \quad (12)$$

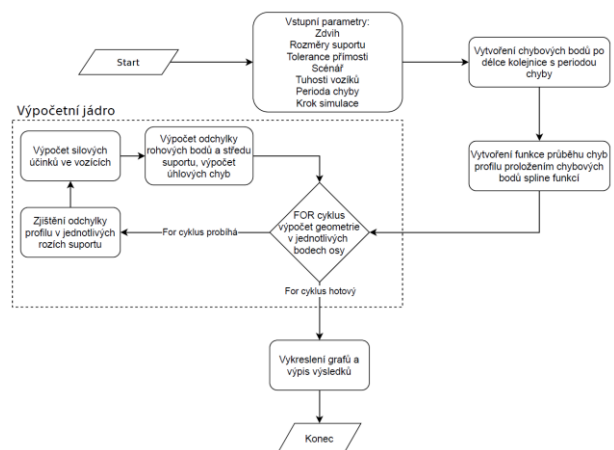
Rozdílem chybových a ideálních radiusvektorů v obrobkové větvi se získají translační složky volumetrické chyby (13)

$$E_{vol} = (r_{0TTCPchyb} - r_{0TTCP}) + (r_{0WTCPchyb} - r_{0WTCP}) \quad (13)$$

To je obecný vzorec pro výpočet volumetrické chyby v bodě pracovního prostoru stroje. Tento výpočet lze algoritmizovat pro výpočet volumetrických chyb v celém pracovním prostoru stroje a využít výsledku ke stanovení maximální volumetrické chyby stroje. Toto výsledné číslo pak můžeme porovnávat s ostatními stroji.

4. Simulace geometrických vlastností náhodné osy

Dalším sestaveným modelem je simulace geometrických chyb náhodné pohybové osy s lineárním valivým vedením s uvažovanou absolutně tuhou deskou suportu. Podle výsledků práce Zhonga [5] se dá říct, že kolejnice přebírá průběh geometrických chyb podkladu. Vstupem tohoto modelu tedy jsou předepsané tolerance přímosti podkladového povrchu, na základě kterých je vygenerován chybový profil kolejnice, a předepsanou toleranci rovnoběžnosti ploch pro vozíky na suportu.



Obr. 6. Vývojový diagram simulace strojní osy

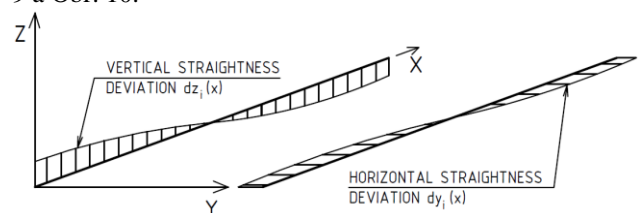
V daném bodě zdvihu osy jsou pak odečteny odchylky v místech vozíků a pomocí odvozených rovnic silové rovnováhy s deformační podmínkou koplarity a rovnoběžnosti jsou dopočítány silové účinky na vozíky a následně i jejich deformace. Z deformací pak lze stanovit výslednou odchylku rohů a středu suportu, z jednotlivých odchylek rohů pak lze také získat úhlové chyby.

Schéma tohoto výpočtu je na Obr. 6 a platí pro výpočet vertikální i horizontální přímosti. Lineární rovnice se zavedenými deformačními podmínkami pro výpočet silových účinků ve vertikálním směru je ve vztahu (14), pro silové účinky v horizontálním směru pak platí vztah (15)

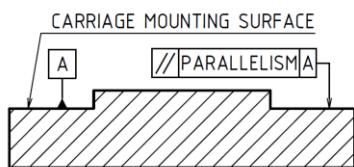
$$\begin{bmatrix} F_{z1} \\ F_{z2} \\ F_{z3} \\ F_{z4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ -1 & 1 & -1 & 1 \\ k_{1z} & k_{2z} & k_{3z} & k_{4z} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} -F_{zz} \\ -F_{zz}/2 \\ -F_{zz}/2 \\ d_{z1} + d_{z3} - d_{z2} - d_{z4} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \\ F_{y3} \\ F_{y4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ -1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & -1 & 1 & 0 \\ k_{1y} & k_{2y} & k_{3y} & k_{4y} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} F_{zy} \\ F_{zy}/2 \\ d_{y1} - d_{y4} \\ d_{y2} - d_{y3} \end{bmatrix} \quad (15)$$

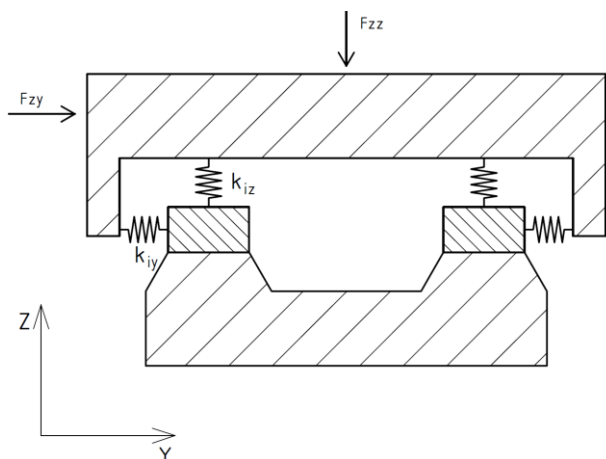
Odvozené rovnice ve vztazích (14) a (15) zároveň používají další vstupní parametry, jako tuhost vozíků ve směru Y a Z, externí zátěžnou sílu, rozstup kolejnic a rozteč vozíků. Pro indexování vozíků v prostoru a obecnou vizualizaci tohoto modelu slouží Obr. 7, Obr. 8, Obr. 9 a Obr. 10.



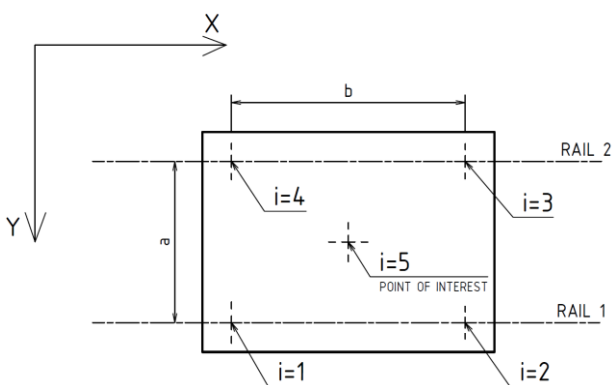
Obr. 7. Znázornění chybových průběhů přímosti



Obr. 8. Znárodnění tolerance rovnoběžnosti podkladové plochy pro vozíky

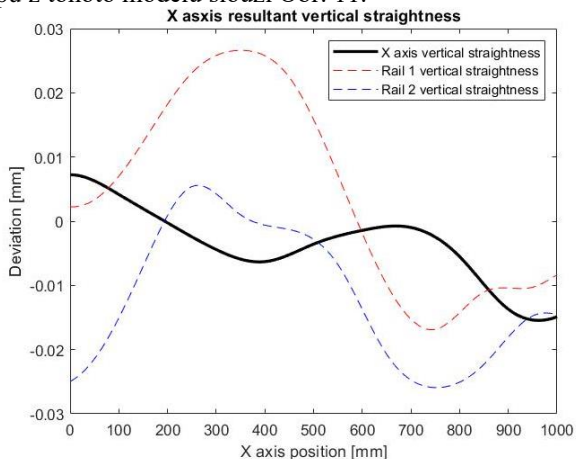


Obr. 9. Znárodnění náhrady vozíků za pružiny s tuhostí, externí zátěžná síla



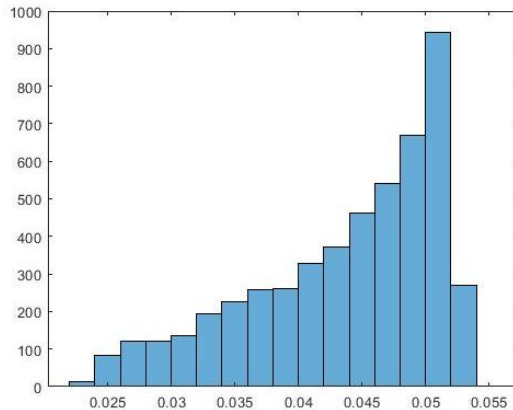
Obr. 10. Indexování kolejnic a vozíků

Při statistickém zkoumání citlivosti tohoto modelu na různé vstupní parametry bylo zjištěno, že průměrně dochází k 50 % zlepšení přímosti sestavené osy oproti přímosti podkladu. Tento výsledek se shoduje s výsledky experimentu Rahmaniho a Bleichera [7]. Pro představu výstupu z tohoto modelu slouží Obr. 11.



Obr. 11. Výstup ze simulačního modelu, přímost osy X

Co se dalšího statistického pohledu na věc týká, je nutným předpokladem pro správnost modelu správné naladění generátoru náhodných profilů kolejnic. Je nutné zajistit nejen podobnost generovaných profilů se skutečnými měřenými profily v praxi, ale i tvar histogramu rozložení finální přímosti při předepsané toleranci. Tyto vlastnosti budou dále zkoumány. Prozatím (Obr. 12) je finální přímost rozložena v histogramu spíše směrem k horní hranici tolerance.



Obr. 12. Histogram rozložení výsledné přímosti při toleranci 0,05 mm

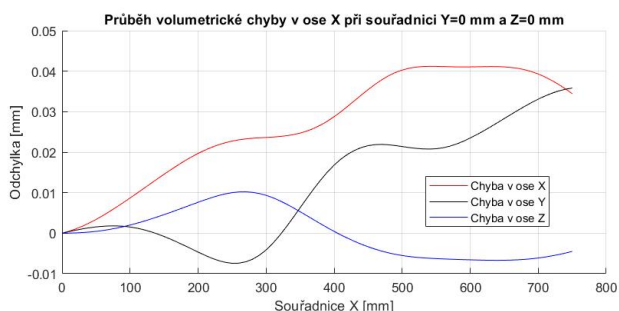
5. Simulace volumetrických vlastností náhodného stroje

5.1. Popis modelu

Při spojení modelů popsaných v kapitolách 3 a 4 může být sestaven model, který při předepsaných výrobních tolerancích podkladových ploch a daném kinematickém schématu vygeneruje průběhy volumetrické chyby v podstatě náhodně vyrobeného stroje.

Stačí pro každou strojní osu místo naměřených geometrických chyb spustit model, který tyto chyby náhodně vygeneruje na základě rozměrů dané osy (rozměry suportu, zdvih, tolerance...). Oproti původnímu modelu je zde generován i průběh chyby polohování a chyby vzájemné kolmosti.

Poté je funkce modelu už shodná s modelem z kapitoly 3. Odečítat tak můžeme průběhy volumetrických chyb a její maximální hodnotu. Příklad průběhu volumetrické chyby v ose X je na Obr. 13



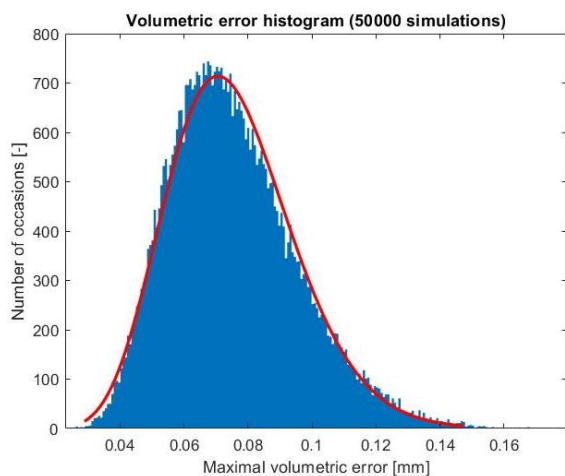
Obr. 13. Volumetrická chyba náhodného stroje v ose X

5.2. Statistické vlastnosti modelu a citlivostní analýza

Pomocí velkého počtu provedených simulací lze určit statistické parametry výroby strojů z dlouhodobého hlediska. Nejzajímavější statistickou hodnotou může být percentil 90 maximální volumetrické chyby. Pomocí této hodnoty lze předpovědět volumetrickou přesnost vyrobeného stroje v devadesáti procentech případů.

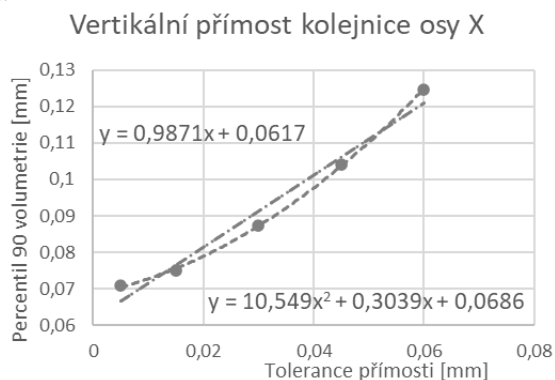
Při změně vstupních parametrů (přímostí) lze také sledovat citlivost kinematické struktury daného stroje na tuto změnu a z toho odvodit, které výrobní tolerance mají na výslednou přesnost největší vliv. Díky tomu lze předepsané tolerance na nosných strukturách optimalizovat – snížit výrobní cenu při zachování nebo i zlepšení volumetrické přesnosti.

Pro stroj se stejnou kinematickou strukturou jako v modelu z kapitoly 3 a předepsanou výrobní tolerancí všech vyskytujících se přímostí 0,03 mm byla předpovězena volumetrická přesnost 87,274 μm v 90 procentech případů. V simulaci nebyly zahrnuty chyby polohování a chyby vzájemné kolmosti, sloužila jako výchozí bod pro citlivostní analýzu a byla získána na základě 50 000 simulací. Při pohledu na histogram rozložení volumetrické chyby (Obr. 14) lze pozorovat rozložení přes relativně velkou oblast na pravé straně histogramu. Zde je potřeba si vzpomenout na Obr. 12 a uvědomit si vliv tohoto rozložení.



Obr. 14. Histogram simulace volumetrické chyby

Při zkoumání citlivosti volumetrické chyby na jednotlivé přímosti bylo zjištěno, že se nejedná o lineární závislost.



Obr. 15. Citlivost volumetrie na toleranci přímosti

Trend odpovídá ve všech případech spíše kvadratickému průběhu. Pro účely porovnání byla i tak provedena lineární regrese a odečteny její směrnice pro jednotlivé přímosti. Vizualizace citlivosti je na Obr. 15.

V tabulce 1 jsou uvedeny směrnice jednotlivých trendů. Každá citlivostní regrese obsahuje 5 bodů, oproti základní přímosti 0,03 mm vždy dále pro hodnoty 0,005 mm, 0,15 mm, 0,045 mm a 0,06 mm. Každá změna prošla stejným množstvím 50 000 simulací, při změně parametru přímosti jedné osy zůstaly přímosti ostatních os nezměněny.

Tabulka 1. Citlivostní koeficienty

Druh přímosti	Koeficient
Vertikální přímost kolejnice osy X	0,987
Vertikální přímost kolejnice osy Y	1,097
Vertikální přímost kolejnice osy Z	0,668
Horizontální přímost kolejnice osy X	0,080
Horizontální přímost kolejnice osy Y	0,017
Horizontální přímost kolejnice osy Z	0,145

Ve výsledcích v tabulce je jednoznačně vidět řádově vyšší vliv vertikálních přímostí, horizontální přímostí na kolejnici zdá se není tak vlivná. Nejmenší vliv má podle výsledků horizontální přímostí na kolejnici osy Y – zde je možné vysvětlení, že úhlová chyba způsobovaná touto přímostí (vybočení osy Y, nebo ECY) se do volumetrické chyby příliš netransformuje, protože do TCP už nemá skoro žádné vyložení.

6. Závěrečné informace

V této práci byl zkoumán vliv dílčích geometrických chyb dílců nosné struktury na velikost celkové volumetrické chyby. Sestaveno bylo několik matematických modelů pro simulaci: model přenosu geometrických chyb z podkladových ploch kolejníc na výslednou sestavenou osu, model výpočtu volumetrické chyby při znalosti jednotlivých geometrických chyb všech os a model spojující tyto dva modely, který umožňuje generovat geometrické vlastnosti náhodného stroje a předvídat jeho vlastnosti i ze statistického hlediska. Důležitým poznatkem z modelu z kapitoly 4 je fakt, že hotová lineární osa utlumí chyby přímostí podkladových ploch kolejníc na polovinu. Dalším zajímavým poznatkem budiž dominance vlivu vertikálních přímostí podkladových ploch.

Další výzkum bude zaměřen na studium statistiky geometrických tolerancí, zkoumání původu chybového průběhu přímostí podkladové plochy.

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce, Ing. Janu Smolíkovi, PhD. za inspirující a plodné konzultace. Mé díky také patří Ing. Eduardu Stachovi, PhD. za konzultace k částem práce, které mi ujasnily spoustu myšlenek.

Seznam symbolů

d_{yi}	horizontální odchylka přímosti v i-tém bodě (mm)
d_{zi}	vertikální odchylka přímosti v i-tém bodě (mm)
EAX	klopení osy X (rad)
EBX	vybočení osy X (rad)
ECX	klonění osy X (rad)
E_{vol}	vektor volumetrických chyb (mm)
EXX	chyba polohování osy X (mm)
EYX	chyba přímosti osy X ve směru Y (mm)
EZX	chyba přímosti osy X ve směru Z (mm)
F_{yi}	horizontální deformační síla v i-tém bodě (N)
F_{zi}	vertikální deformační síla v i-tém bodě (N)
F_{zy}	horizontální zátěžná síla (N)
F_{zz}	vertikální zátěžná síla (N)
k_{iy}	horizontální tuhost i-tého vozíku (N/m)
k_{iz}	vertikální tuhost i-tého vozíku (N/m)
r_{OTTCP}	radiusvektor z rámu do TCP, nástrojová větev (mm)
$r_{OTTCPchyb}$	chybový radiusvektor z rámu do TCP, nástrojová větev (mm)
r_{OWTCP}	radiusvektor z rámu do TCP, obrobková větev (mm)
$r_{OWTCPchyb}$	chybový radiusvektor z rámu do TCP, obrobková větev (mm)
r_{TTCP}	radiusvektor ze suportu Z do TCP (mm)
r_{WTCP}	radiusvektor ze suportu X do TCP (mm)
T_{0T}	transformační matice z rámu na suport Z (-)
T_{0Tchyb}	transformační matice z rámu na suport Z s chybami (-)
T_{0W}	transformační matice z rámu na suport X (-)
T_{0Wchyb}	transformační matice z rámu na suport X s chybami (-)
T_{EsXY}	chybová transformační matice kolmosti XY (-)
T_{EsXZ}	chybová transformační matice kolmosti XZ (-)
T_{EsYZ}	chybová transformační matice kolmosti YZ (-)
T_{EX}	chybová transformační matice osy X (-)
T_{EY}	chybová transformační matice osy Y (-)
T_{EZ}	chybová transformační matice osy Z (-)
$T_x(x)$	transformační matice translační, osa X (-)
$T_y(y)$	transformační matice translační, osa Y (-)
$T_z(z)$	transformační matice translační, osa Z (-)
x	nějaký rozměr v ose X (mm)
$x(t)$	poloha v ose X (mm)
$y(t)$	poloha v ose Y (mm)
y_1	rozměr kinematické struktury (mm)
y_2	rozměr kinematické struktury (mm)
y_t	rozměr kinematické struktury (mm)
y_z	rozměr kinematické struktury (mm)
$z(t)$	poloha v ose Z (mm)
z_1	rozměr kinematické struktury (mm)
z_2	rozměr kinematické struktury (mm)
z_3	rozměr kinematické struktury (mm)
z_4	rozměr kinematické struktury (mm)
z_t	rozměr kinematické struktury (mm)

Literatura

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, 2006. MM speciál. ISSN 1212-2572.
- [2] ČSN ISO 230-1:2014, *Zásady zkoušek obráběcích strojů – Část 1: Geometrická přesnost strojů pracujících bez zatížení nebo za kvazistatických podmínek*, ICS 25.080.01. 1. vyd. Praha: ÚNMZ, leden 2014.
- [3] SCHWENKE, H., W. KNAPP, H. HAITJEMA, A. WEC-KENMANN, R. SCHMITT a F. DELBRESSINE. Geometric error measurement and compensation of machines – An update. *CIRP Annals* [online]. 2008, **57**(2), 660-675 [cit. 2020-10-31]. ISSN 00078506. Dostupné z: doi:10.1016/j.cirp.2008.09.008
- [4] *Etalonproducts* [online]. [cit. 2020-12-04]. Dostupné z: <https://www.etalonproducts.com/en/products/lasertracer/>
- [5] ZHONG, Xuemin, Hongqi LIU, Xinyong MAO, Bin LI a Songping HE. Influence and error transfer in assembly process of geometric errors of a translational axis on volumetric error in machine tools. *Measurement* [online]. 2019, **140**, 450-461 [cit. 2021-01-08]. ISSN 02632241. Dostupné z: doi:10.1016/j.measurement.2019.04.032
- [6] TONG, Van-Canh, Sun-Woong KWON a Seong-Wook HONG. Modeling of Moving Table with Linear Roller Guides Subjected to Geometric Errors In Guide Rails. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* [online]. 2020, **21**(10), 1903-1919 [cit. 2021-01-09]. ISSN 2234-7593. Dostupné z: doi:10.1007/s12541-020-00394-w
- [7] RAHMANI, Mahdi a Friedrich BLEICHER. Experimental and Numerical Studies of the Influence of Geometric Deviations in the Performance of Machine Tools Linear Guides. *Procedia CIRP* [online]. 2016, **41**, 818-823 [cit. 2021-01-09]. ISSN 22128271. Dostupné z: doi:10.1016/j.procir.2015.08.089
- [8] NI, Yanbing, Haiyang ZHOU, Cuiyan SHAO a Jinhe LI. Research on the Error Averaging Effect in A Rolling Guide Pair. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* [online]. 2019, **32**(1) [cit. 2021-01-09]. ISSN 1000-9345. Dostupné z: doi:10.1186/s10033-019-0386-y