

**České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní**

**Czech Technical University in Prague
Faculty of Mechanical Engineering**

Ing. Václav Bauma, CSc.

**Kinematická a elastostatická syntéza mechanismů
s paralelní kinematickou strukturou**

**Kinematical and Elastostatic Synthesis
of Parallel Kinematic Machines**

Summary

The theme of the habilitation lecture is the Kinematical and Elastostatic Synthesis of Parallel Kinematic Machines. These mechanisms are used in machines tools, handling machines and measuring machines. Theirs relatively light constructions have big stiffness, good dynamic properties and also good kinematical accuracy. If the number of drives of the mechanism is equal to the number of degrees of freedom, than the mechanism is non-redundant. If the number of drives is bigger than the number of degrees of freedom we spoke about redundantly actuated mechanisms, which have better mechanical properties but their control is more difficult and also acquisition costs are higher.

Kinematical and Elastostatic Synthesis represent two important parts of the design of these machines. It is practically impossible to make the synthesis without computational tools. The lecture presents summary and generalization of procedures which were developed during the solution of research projects. Theirs main advantages are, that they enable mapping of individual properties in the whole machine workspace. From them, we can pick the optimum variant using multiobjective parameter optimization.

Stated methodology was used for solution of several projects of mechanisms synthesis ended in experimental verifications on real machines and prototypes. Besides other the workspace, collisions of bodies of the mechanism, dexterity and stiffness were solved. Mechanisms TriJoint and Sliding Star may be declared as a most successful. The presentation of the developed methodology is the main target of the lecture.

Souhrn

Tématem habilitační přednášky je kinematická a elastostatická syntéza mechanismů s paralelní kinematickou strukturou. Tyto mechanismy se používají v obráběcích strojích, ve strojích určených k manipulaci a v měřicích strojích. Jejich poměrně lehké konstrukce se vyznačují velkou tuhostí, dobrými dynamickými vlastnostmi a také dobrou kinematickou přesností. Pokud se počet pohonů shoduje s počtem stupňů volnosti, jedná se o neredundantní mechanismy, je-li počet pohonů vyšší, mluvíme o redundantních mechanismech, které mají ještě výrazně lepší mechanické vlastnosti, ovšem jejich řízení je obtížnější a také je vyšší jejich pořizovací cena.

Kinematická a elastostatická syntéza představují dvě důležité části návrhu těchto strojů. Bez výpočtových nástrojů prakticky není možné takovou syntézu uskutečnit. Habilitační přednáška prezentuje shrnutí a zobecnění postupů, které byly v průběhu řešení různých vědeckovýzkumných projektů vytvořeny. Jejich hlavní předností je, že umožňují mapovat jednotlivé vlastnosti v celém pracovním prostoru stroje. Z nich lze pomocí vícekritériální parametrická optimalizace vybrat optimální variantu.

Uvedená metodika byla použita při řešení několika projektů k syntéze mechanismů zakončených verifikačními experimenty na reálných strojích a prototypch. Kromě jiného byl řešen pracovní prostor, kolize členů mechanismu, manipulovatelnost a tuhost. Mezi nejúspěšnější lze zařadit mechanismy TriJoint a Sliding Star. Prezentace této metodiky je hlavním cílem přednášky.

Klíčová slova: kinematická syntéza, elastostatická syntéza, mechanismy s paralelní kinematickou strukturou, vícekriteriální parametrická optimalizace, Pareto množina, redundantní pohony, manipulovatelnost, mapa tuhosti, kolize

Keywords: Kinematical Synthesis, Elastostatic Synthesis, parallel kinematic machines, multiobjective parameter optimization, Pareto set, redundant actuators, dexterity, map of the stiffness, collisions

České vysoké učení technické v Praze

Název: Kinematická a elastostatická syntéza mechanismů s paralelní kinematickou strukturou

Autor: Ing. Václav Bauma, CSc.

Počet stran: 16

Náklad: 170 výtisků

© Václav Bauma, 2007

ISBN

Obsah

Summary	2
Souhrn	3
Klíčová slova	4
Obsah	5
1. Úvod	6
2. Mechanismy s paralelní kinematickou strukturou	6
3. Kinematická syntéza	8
4. Elastostatická syntéza	11
5. Vícekriteriální optimalizace	12
6. Ukázky výsledků syntézy	13
6.1. Redundantní varianta horizontálního obráběcího centra Urane SX	13
6.2. Trijoint a Sliding Star	14
6.3. Další výsledky syntézy	17
7. Závěr	18
Literatura	19
Odborný životopis - Ing.Václav Bauma, CSc.	20

1. Úvod

Kinematická a elastostatická syntéza mechanismů s paralelní kinematickou strukturou jsou dvě důležité části při jejich návrhu a konstrukci. Tyto mechanismy se dnes stále ve větší míře uplatňují například v obráběcích strojích, ve strojích určených k manipulaci a v měřicích strojích. Jedná se o poměrně lehké konstrukce, které se však vyznačují velkou tuhostí a jejichž pohony jsou převážně umístěny na základním rámu. Oproti klasickým strojům, tvořených sériovými kinematickými řetězci, mohou tak vykazovat dobrou přesnost a také dynamické vlastnosti. Ještě lepší vlastnosti vykazují mechanismy s redundantní paralelní kinematickou strukturou. S ohledem na stále vyšší požadavky na rychlost a přesnost výroby, manipulace a měření se tyto mechanismy jeví jako perspektivní.

Syntéza mechanismů s paralelní kinematickou strukturou je obecně daleko složitější než syntéza strojů se sériovým kinematickým řetězcem a bez výpočetní techniky a vhodných výpočtových nástrojů je prakticky nemožná [11]. Nalézt konfiguraci stroje, který je schopen obsloužit celý požadovaný pracovní prostor aniž by došlo ke kolizím jednotlivých členů mechanismu mezi sebou nebo kolizím členů s obrobkem, není jednoduché. Právě nově navržené postupy syntézy umožňují efektivně provádět syntézu mechanismů s paralelní kinematickou strukturou, přičemž jeden z hlavních přínosů je, že se vlastnosti zkoumají globálně, tedy v celém pracovním prostoru stroje.

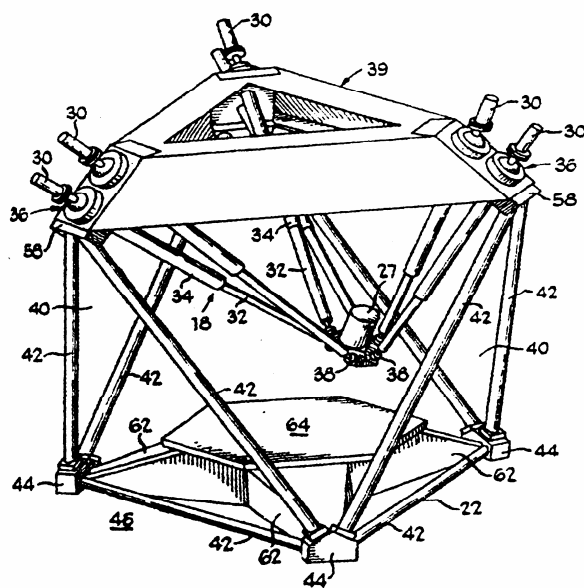
Tato habilitační přednáška se zabývá shrnutím a zobecněním poznatků a zkušeností získaných při návrhu několika koncepcí obráběcích strojů, samocentrovatelných hlav a měřicího stroje. Během několika let byly v rámci různých projektů vyvinuty metody kinematické a elastostatické syntézy mechanismů. Jeden z navržených obráběcích strojů byl dotažen až do průmyslové realizace, podobně jako dva typy samocentrovatelných hlav. V rámci jiných projektů byl postaven funkční model konceptu obráběcího stroje a redundantní kalibrační a měřicí stroj pro 6 stupňů volnosti. Další projekty vedly ke stavbě laboratorních funkčních modelů nebo skončily jen na úrovni simulačních modelů.

2. Mechanismy s paralelní kinematickou strukturou

Všeobecně se uvádí (např. [13]), že první mechanismy tohoto typu vznikly v 60. letech 20. století v podobě Stewartovy platformy, tedy mechanismu označovaného jako Hexapod (obr. 1). Tento mechanismus však poprvé představil již v roce 1947 E. Gough [15]. Naopak v roce 1965 Stewartem popisovaná platforma [3] leteckého simulátoru má zcela odlišné kinematické schéma. Za první mechanismus s paralelní kinematickou strukturou (sférický) je označován naklápěcí mechanismus hlediště kina, jehož autorem byl již v roce 1928 J. E. Gwinnett. První průmyslový prostorový mechanismus s paralelní

kinematickou strukturou, určený ke stříkání karoserií automobilů, sestrojil v roce 1937 W. L.V. Pollard. Pohony mechanismu byly řízeny filmovými pásy s rozdílnou roztečí děr. A právě potíže s řízením mechanismu byly příčinou jeho neúspěchu.

Mechanismus s paralelní kinematickou strukturou [11] se zpravidla skládá z platformy, která je k základnímu rámu připojena určitým počtem noh. Klasickým představitelem takového mechanismu je Hexapod. Pohyb platformy může být realizován vysouváním a zasouváním teleskopických noh, které jsou jak k platformě, tak i k základnímu rámu připojeny sférickými vazbami nebo její pohyb mohou zajistit nohy konstantní délky, jejichž jeden konec je připojen sférickou vazbou na platformu a druhý opět sférickou vazbou na vozík, posouvající se po obecném přímkovém vedení na základním rámu nebo ke klice,



Obr. 1 Hexapod

otáčející se vůči základnímu rámu. Platforma prostorových mechanismů se obvykle pohybuje obecným prostorovým pohybem. Má tedy šest stupňů volnosti a má-li být pohyb platformy jednoznačně určen, musí být poháněna alespoň šesti nohama. Pro realizaci sférického pohybu platformy jsou třeba alespoň tři nohy.

Platformy rovinných variant mechanismů s paralelní kinematickou strukturou se většinou pohybují obecným rovinným pohybem. Nohy pohánějící platformu jsou stejné konstrukce s tím rozdílem, že jsou k platformě, základnímu rámu, vozíkům nebo klikám připojeny

rotačními vazbami. Platforma v tomto případě musí být poháněna nejméně třemi nohama. Pro některé aplikace se požaduje posuvný pohyb platformy. Potom platforma a dvě nohy tvoří společně se základním rámem paralelogram.

Mechanismy s paralelní kinematickou strukturou mají tyto výhody [9, 12]:

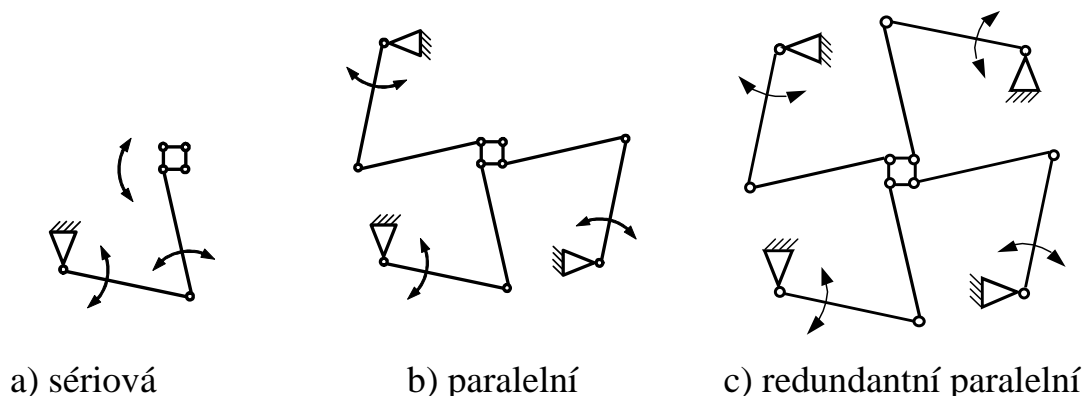
- téměř všechny pohonné jednotky lze umístit na základní rám a nezatěžují tak pohyblivé části mechanismu,
- nohy mechanismu jsou zpravidla namáhány pouze tahovým nebo tlakovým namáháním a přestože mají menší hmotnost, vykazují větší tuhost oproti klasickým sériovým mechanismům a navíc je platforma nesena více nohama,
- tyto mechanismy vykazují větší přesnost, lepší dynamické vlastnosti a také mají vyšší první vlastní frekvenci.

Naopak mezi jejich nevýhody patří:

- relativně menší pracovní prostor vzhledem k vnějším rozměrům stroje,

- singulární polohy uvnitř pracovního prostoru,
- větší pravděpodobnost kolizí členů s rámem, s obrobkem nebo vzájemně mezi sebou. Kolize však lze vhodným návrhem vyloučit.

Klasická sériová kinematická struktura mechanismu (obr. 2a) je tvořena otevřeným kinematickým řetězcem a v každé kinematické dvojici musí mít pohon. Pohony se tedy pohybují společně s mechanismem. U paralelního mechanismu (obr. 2b) je platforma nesena více kinematickými řetězci, jejichž členy leží ve smyčkách. Zpravidla všechny pohony takového mechanismu jsou umístěny pouze na základním rámu, přičemž počet stupňů volnosti mechanismu se rovná počtu pohonů. U paralelního redundantního mechanismu (obr. 2c) je počet pohonů větší než počet stupňů volnosti.



Obr. 2. Kinematické struktury mechanismu

Další, redundantní pohony, přinášejí následující zlepšení vlastností mechanismu [9, 12]:

- možnost odstranění singulárních poloh z pracovního prostoru,
- vyšší a rovnoměrnější rozdělení tuhosti v pracovním prostoru,
- lepší a rovnoměrnější dynamické vlastnosti,
- vyšší a rovnoměrněji rozdělenou první vlastní frekvenci,
- vyšší kinematickou přesnost,
- přestože má mechanismus více členů, konstrukční volností umístění noh paradoxně poklesne pravděpodobnost kolizí,
- možnost úplného odstranění problémů s vůlemi,
- možnost on-line kalibrace.

Naopak jeho nevýhody jsou:

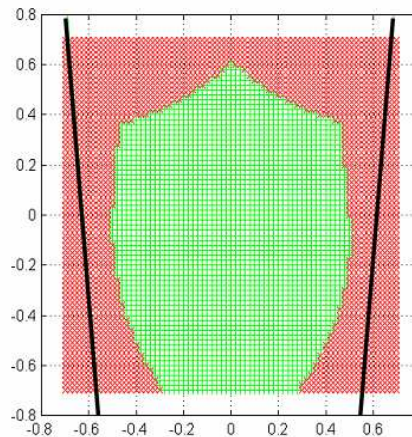
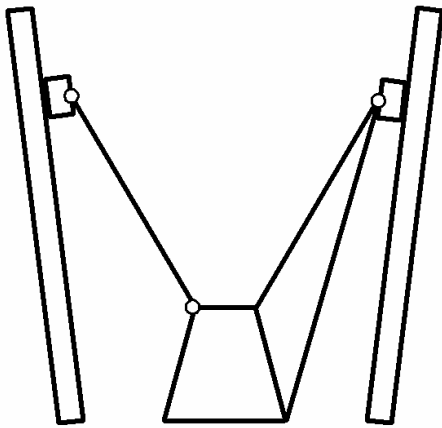
- větší počet členů a s tím související vyšší cena,
- podstatně obtížnější řízení mechanismu.

3. Kinematická syntéza

Kinematická syntéza mechanismů se obvykle skládá ze tří částí. Nejprve se volí typ mechanismu (kloubový, vačkový, s ozubenými koly, ...), dále struktura a

nakonec se provádí syntéza jednotlivých parametrů. Dříve se mechanismy dělily pouze na převodové a vodicí. Úlohou syntézy u převodových mechanismů bylo dosáhnout, převážně užitím mechanismu s jedním stupněm volnosti, s určitou přesností předepsané zdvihové závislosti, u vodicích mechanismů vést s určitou přesností jeden člen či bod předepsaným způsobem.

Mechanismy s paralelní kinematickou strukturou jsou kloubového typu. Základním požadavkem při řešení úlohy jejich syntézy je, aby byly schopny obsloužit požadovaný pracovní prostor, tedy aby jejich pracovní bod byl schopen zaujmout všechny požadované polohy v prostoru. Při některých aplikacích (například při vícestranném obrábění) záleží i na úhlové poloze platformy nesoucí pracovní bod, při jiných (například při svařování) záleží i na rychlostech pohybu pracovního bodu. Všechny tyto požadavky je nutné zohlednit při řešení pracovního prostoru.



Obr. 3. Kinematické schéma TriJointu Obr. 4. Pracovní prostor TriJointu

Ukázka pracovního prostoru rovinného mechanismu TriJoint, jehož kinematické schéma je na obrázku 3, je nakreslena na obrázku 4. Mechanismus byl navržen tak, aby dokázal obsloužit vzhledem k počátku symetricky umístěný pracovní prostor ve tvaru obdélníka o šířce 800 mm a výšce 600 mm. Zelené křížky představují body, do kterých se dá najet vřetenem, červené body naopak místa, která jsou nedosažitelná. Z obrázku je vidět, že požadovaný obdélník je možno do pracovního prostoru vepsat a dále, že pracovní prostor je daleko větší. Místo pod požadovaným obdélníkovým prostorem bylo využito pro mechanismus výměny nástrojů.

Vývojem výpočetních prostředků pro kinematickou syntézu mechanismů s paralelní kinematickou strukturou se náš Odbor mechaniky a mechatroniky zabývá od konce minulého století [4, 6, 7, 9, 12]. Nejprve byly vytvořeny programy pro řešení přímé a inverzní kinematické úlohy mechanismů s třemi různými typy noh v programovém prostředí MATLAB. Programy umožňují řešit mechanismy s různým počtem noh.

Dále byl implementován rychlý boxing algoritmus, který kontroluje kolize jednotlivých noh s platformou, obrobkem, ale i vzájemně mezi sebou. Kromě kolizí, které jsou velikým problémem mechanismů s paralelní kinematickou strukturou a výrazně omezují pracovní prostor, je třeba v pracovním prostoru kontrolovat dexteritu (manipulovatelnost). Tato hodnota se pohybuje v rozmezí 0 (místa blízka singulárním polohám) až 1 (místa s vynikající manipulovatelností). V singulárních polohách, kdy se například podélné osy všech noh protínají v jednom bodě, nelze platformu prakticky ovládat a současně také výrazně klasá tuhost mechanismu.

Výpočet manipulovatelnosti se provádí z rovnic vazeb, respektive z prvních derivací rovnic vazeb, které obsahují potřebné části Jacobiho matice. Poloha platformy je popsána například souřadnicemi pracovního bodu platformy a Cardanovými úhly. Tyto tři délkové a tři úhlové souřadnice označíme \mathbf{q} a souřadnice pohonů \mathbf{z} . Mezi nimi u nereundantního prostorového mechanismu platí šest rovnic vazeb

$$\mathbf{f}(\mathbf{z}, \mathbf{q}) = \mathbf{0}. \quad (1)$$

Derivaci těchto rovnic podle času lze upravit do tvaru

$$\mathbf{J}_z \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{J}_q \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0}, \quad (2)$$

kde

$$\mathbf{J}_z = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{z}} \quad \text{a} \quad \mathbf{J}_q = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}} \quad (3a,b)$$

jsou části Jacobiho matice. Rovnici (2) můžeme ovšem dále zobecnit

$$\mathbf{J}_z \dot{\mathbf{z}} + \mathbf{J}_q \mathbf{v} = \mathbf{0}, \quad (4)$$

kde $\dot{\mathbf{z}}$ jsou rychlosti pohonů a $\mathbf{v} = [v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z]^T$ je šestiprvkový vektor rychlostí platformy. Pro vektor vstupních (pohonových) rychlostí potřebných k dosažení výstupních rychlostí platformy úpravou dostáváme

$$\dot{\mathbf{z}} = -\mathbf{J}_z^{-1} \mathbf{J}_q \mathbf{v}. \quad (5)$$

Manipulovatelnost (dexterita) D je definována podle [2] jako převrácená hodnota podmíněnosti takto zavedené matice

$$D = 1/\text{cond}(\mathbf{J}_z^{-1} \mathbf{J}_q). \quad (6)$$

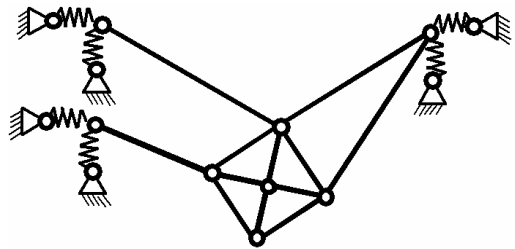
Ve vektoru vstupních nebo výstupních rychlostí se často vyskytují společně absolutní [m/s] i úhlové [Rad/s] veličiny. V takovém případě je vhodné provést ještě jednoduché normování například vynásobením úhlových veličin charakteristickým rozměrem.

Zvyšování a zrovnoměrnování hodnot dexterity v pracovním prostoru je důležitým kritériem pro syntézu mechanismu.

4. Elastostatická syntéza

Manipulovatelnost není jediným kritériem při syntéze mechanismu. Dalšími důležitými vlastnostmi jsou tuhost, dynamické vlastnosti, kinematická přesnost, první vlastní frekvence a kalibrovatelnost. Při vývoji horizontálního obráběcího centra TriJoint 900 H postupně pro všechny tyto vlastnosti vznikly výpočtové prostředky, které dokáží rychle a efektivně posoudit konkrétní vlastnost a to globálně, tedy v celém pracovním prostoru mechanismu. My se dále zaměříme na metody výpočtu tuhosti.

Výpočet tuhosti mechanismu s paralelní kinematickou strukturou v jedné poloze je dnes sice pracná, ale standardní úloha, která se zpravidla řeší metodou konečných prvků. Přestože jsou prostředky modelování na vysoké úrovni a lze používat i parametrického popisu, je vytvoření modelu časově náročná záležitost



Obr. 5 Příklad náhradního modelu

a i samotný výpočet tuhosti trvá poměrně dlouho. Stanovit mapu tuhosti touto metodou, tedy namodelovat mechanismus ve stovkách poloh je prakticky nemožné, nehledě na to, že při optimalizaci mechanismu je třeba takové výpočty pro různé rozměry nebo konfigurace mechanismu mnohokrát opakovat.

Současné softwarové prostředky MKP (například COSMOS nebo ANSYS) neumožňují snadno propojit jednotlivé namodelované členy mechanismu kinematickými vazbami, tedy modelovat vzájemný pohyb jednotlivých členů vůči sobě.

Použili jsme proto zjednodušené modelování celého mechanismu pomocí prutové soustavy [7]. Nejprve se sestaví prostorový model platformy metodou konečných prvků, tvořený například prvky typu čtyřstěn, vhodně se upevní a vypočtou se její charakteristické deformace od jednotkových zatížení. Poté se vytvoří náhradní platforma tvořená pouze prutovými prvky, a to buď rovinná nebo prostorová s tím, že se zachovávají její rozměry a průřezy jednotlivých prutů jsou stanoveny z podmínek pokud možno stejné tuhosti obou modelů. K takto vzniklé prutové soustavě se připojí další pruty, které modelují nohy mechanismu. Metoda konečných prvků však umožňuje i pružné spojení prvků (obr. 5), takže lze modelovat pružné uložení noh na rám, případně i respektovat tuhost kloubu (styčnicku) pomocí dvou (u prostorových modelů tří) pružin.

Pracovní prostor se vyplní sítí požadovaných poloh platformy, ve kterých se bude počítat tuhost mechanismu. Programem pro řešení inverzní úlohy se vyřeší pro každou polohu platformy souřadnice všech styčnicků náhradní prutové soustavy. Potom se v každé poloze sestaví matice tuhosti celé prutové konstrukce, zavedou se okrajové podmínky a postupně se zatíží pracovní bod jednotkovými silami ve směru souřadnicových os, případně platforma jednotkovými silovými dvojicemi, a ze základní rovnice MKP pro elastostatiku

$$\mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{f} , \quad (7)$$

kde \mathbf{K} je matice tuhosti, \mathbf{u} je vektor neznámých uzlových posunutí a \mathbf{f} je zátěžný vektor, se stanoví dílčí deformace od jednotkových zatížení, jejichž převrácené hodnoty jsou tuhosti celého mechanismu v pracovním bodě.

Hodnoty tuhostí vypočtené v celém pracovním prostoru je možno statisticky zpracovat, nalézt maxima a minima tuhostí v daných směrech, střední hodnotu, rozptyl a vybrat nějakou pro tuhost charakteristickou referenční hodnotu(y), která bude použita jako kritérium optimalizace mechanismu. Při syntéze mechanismu TriJoint, jsme měli navíc pracovní prostor rozdělený asi na 50 oblastí, podle toho, ve které se bude jak často obrábět. Důležitá místa uprostřed pracovního prostoru měla při vyhodnocování větší prioritu, zatímco směrem k okrajům tato priorita postupně klesala.

5. Vícekriteriální optimalizace

Základními kritérii pro syntézu mechanismů s paralelní kinematickou strukturou jsou pracovní prostor, manipulovatelnost, tuhost, dynamické vlastnosti, kinematická přesnost, první vlastní frekvence a kalibrovatelnost. Syntéza umožňuje nalézt velmi tuhý mechanismus, jehož ostatní vlastnosti však budou pravděpodobně špatné (například dynamické vlastnosti) a naopak, mechanismus s vynikajícími dynamickými vlastnostmi, ovšem velmi poddajný. Požadavky na jednotlivé vlastnosti jsou často protichůdné. Tato kritéria při optimalizaci obecně vytvářejí Pareto množiny, na nichž se hledají optimální řešení [6, 7].

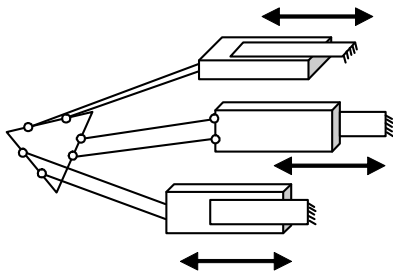
K optimalizaci byly použity genetické algoritmy [14]. Je to metoda, která se snaží aplikací principů evoluční biologie nalézt řešení složitých problémů, pro které neexistuje použitelný exaktní algoritmus. Její výhodou je, že nevyžaduje žádné speciální znalosti o cílové funkci, je odolná vůči sklouznutí do lokálních extrémů a vykazuje velmi dobré výsledky u problémů s rozsáhlými množinami přípustných řešení. Na druhou stranu má problém s nalezením přesného extrému a vyžaduje mnohonásobné vyčíslení cílové funkce.

Cílová funkce může zahrnovat požadavky na jednotlivé vlastnosti mechanismu a pomocí váhových koeficientů lze ovlivňovat preference těchto vlastností. Uvažujme například cílovou funkci, která bude obsahovat pouze tuhost a dynamické vlastnosti, tedy zrychlení mechanismu. Referenční tuhost bude charakterizována hodnotou v místě pracovního bodu platformy a bude stanovena statisticky z globální tuhosti v celém pracovním prostoru. Referenční zrychlení bude stanoveno jako minimální dosažitelné zrychlení na vybraných křivkách a přímkách uvnitř pracovního prostoru. Součástí programu pro výpočet tuhostí bude kontrola, zda každý konkrétní mechanismus s rozměry navrženými genetickými algoritmy dokáže obsloužit celý pracovní prostor a také, zda nedochází ke kolizím. Nemá-li mechanismus schopen obsloužit celý pracovní prostor nebo u něj došlo k nějaké kolizi, je hodnota tuhosti vyhodnocena jako

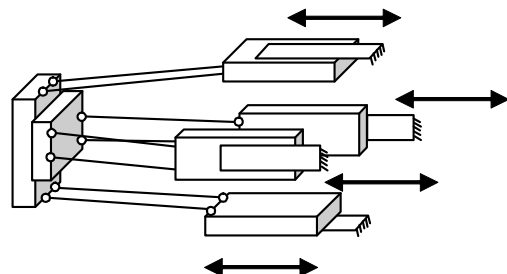
nulová, což bude signál pro optimalizační metodu, že takové mechanismy jsou nežádoucí. Uvažovaný tvar cílová funkce je

$$f_{\text{cilova}} = \text{coef}_{\text{tuhosti}} * k + \text{coef}_{\text{zrychleni}} * a . \quad (8)$$

Nalezení intervalů pro volbu jednotlivých koeficientů vyžaduje zpravidla několik pokusů. Při samotné optimalizaci je pak vhodné volit různé kombinace koeficientů. Ukázka Pareto množiny jako výsledku tuhosti a zrychlení mnoha variant rozměrů mechanismu je na obrázcích 17 a 18. Každý bod představuje jednu rozměrovou variantu mechanismu. Pareto množina je tvořena body na hranicích oblasti a můžeme zvolit tužší mechanismus s horší dynamikou nebo naopak. V blízkosti zvolené varianty je mnoho dalších, které se jen nepatrně odlišují tuhostí a zrychlením, ale mohou mít například velmi odlišné pracovní prostory. Při konečném výběru lze zohlednit další vlastnosti mechanismů.



Obr. 6 Urane SX



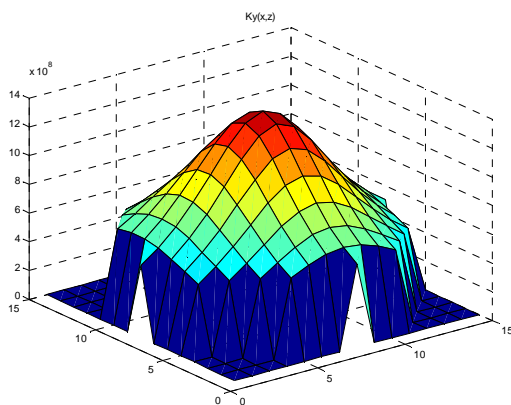
Obr. 7 Sliding Delta

6. Ukázky výsledků syntézy

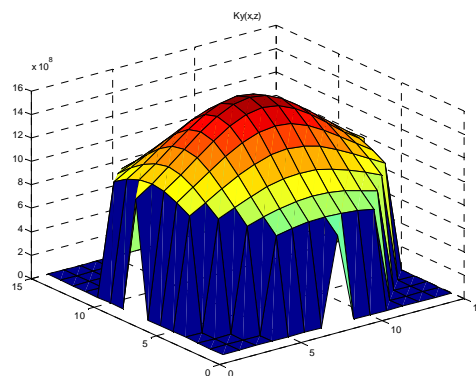
Dále je popsána syntéza několika mechanismů s paralelní kinematickou strukturou.

6.1. Redundantní varianta horizontálního obráběcího centra Urane SX

V červnu 2000 bylo v KOVOSVITu a.s., Sezimovo Ústí zahájeno projektové řízení pro vývoj horizontálního obráběcího centra. Tou dobou jsme se začali

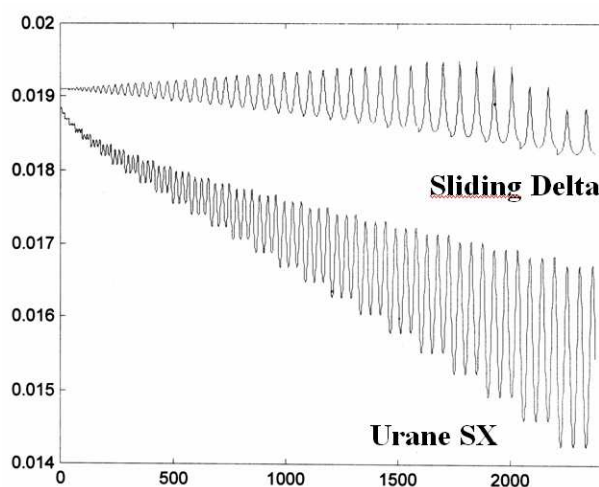


Obr. 8 Průběh tuhosti k_y Urane SX

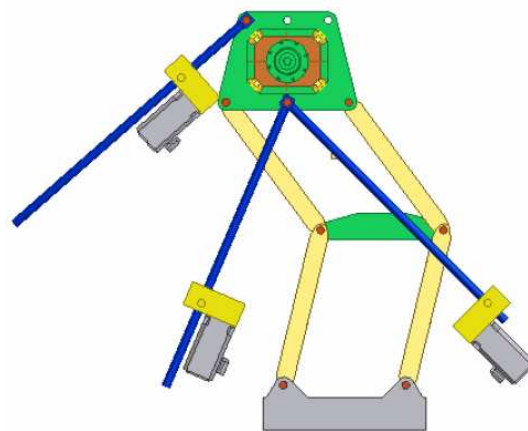


Obr. 9 Průběh tuhosti k_y Sliding Delta

zabývat hledáním vhodné kinematické struktury. Jednou z inspirací bylo centrum Urane SX (obr. 6), jehož platforma se pohybuje posuvným pohybem v prostoru a má tedy tři stupně volnosti. Zkusili jsme vytvořit jeho redundantní variantu, ale narazili jsme na obrovské problémy s kolizemi. Teprve po mnohých pokusech jsme syntézou dospěli k variantě Sliding Delta (obr. 7), kdy sférické klouby noh jsou k platformě připojeny ve dvou rovnoběžných rovinách. To umožnilo podstatně zvětšit pracovní prostor redundantního centra. Porovnání tuhostí ve směru normály k platformě je na obrázcích 8 a 9. Také hodnoty manipulovatelnosti (obr. 10) Sliding Delty na testovací trajektorii jsou výrazně vyšší a rovnoměrnější oproti Urane SX. Mechanismus však nebyl vybrán, neboť jeho nevýhodou je malá tuhost sférických kloubů. Hybridní



Obr. 10 Manipulovatelnost



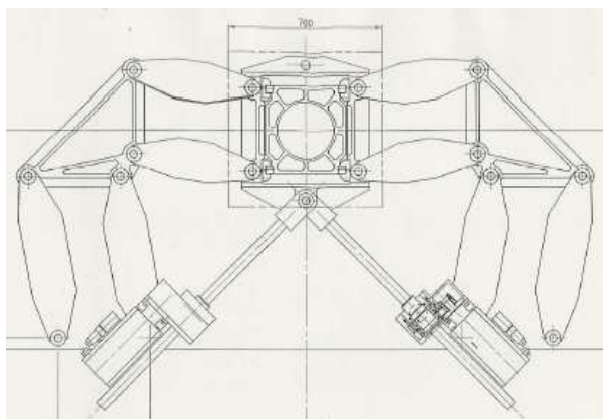
Obr. 11 Redundantní varianta PH1 inspirovaná mechanismem Dyna-M

varianta rovinného mechanismu s tužšími rotačními vazbami a s posuvným stolem se ukázala jako výhodnější [13].

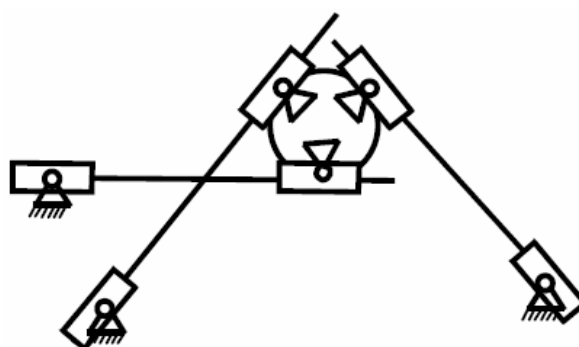
6.2. TriJoint a Sliding Star

Vývoj horizontálního obráběcího centra se dále zaměřil na hledání vhodného rovinného mechanismu [13]. Výchozí struktura označená PH1 (paralelní horizontka) (obr. 11) byla inspirovaná mechanismem Dyna-M. Poměr sil ve členech paralelogramu ku silám působícím na platformu byl 2,5. Ke snížení tohoto poměru byla navržena varianta PH2 (obr. 12). Má dva a dva boční symetrické paralelogramy a poměr přenášených sil u ní klesl na 1,86, ovšem za cenu výrazného nárůstu hmotnosti mechanismu. Varianty PH1 i PH2 by měly, podobně jako Dyna-M, problémy s nízkými vlastními frekvencemi kmitáním převyšlých konců šroubů. Výsledkem pokusů o odstranění těchto problémů byla varianta označená PH3 (obr. 13), u které byly umístěny matice pohybových šroubů na platformě.

V průběhu dalšího vývoje jsme se paradoxně vrátili na úplný začátek a

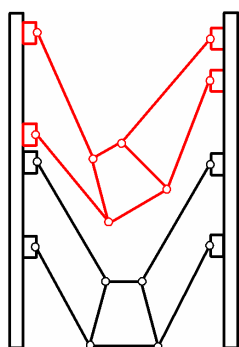


Obr. 12 Varianta PH2

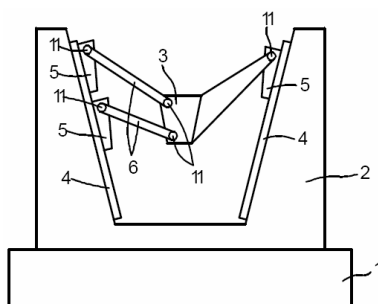


Obr. 13 Varianta PH3

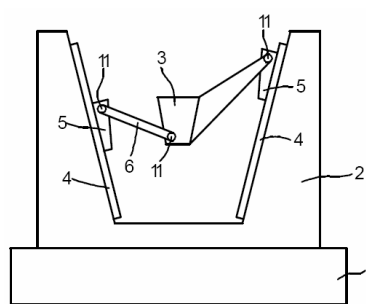
vytvořili rovinnou variantu původně zavržené Sliding Deltu, nazvanou PH4 (obr. 14 - černá). Při zkoumání její tuhosti byl objeven výrazný vliv natočení platformy. Např. při natočení platformy o 30 stupňů (obr. 14 - červená), vzroste



Obr. 14 Varianta PH4

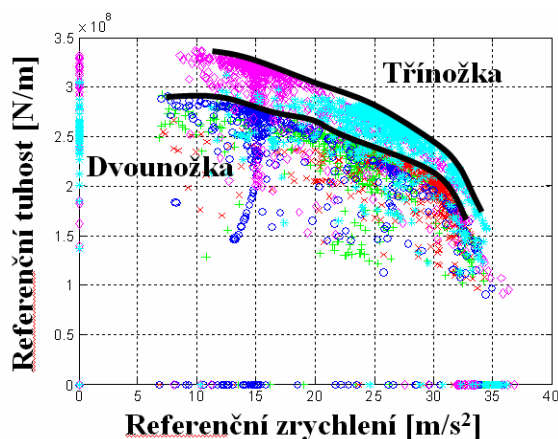


Obr. 15 Třínožka

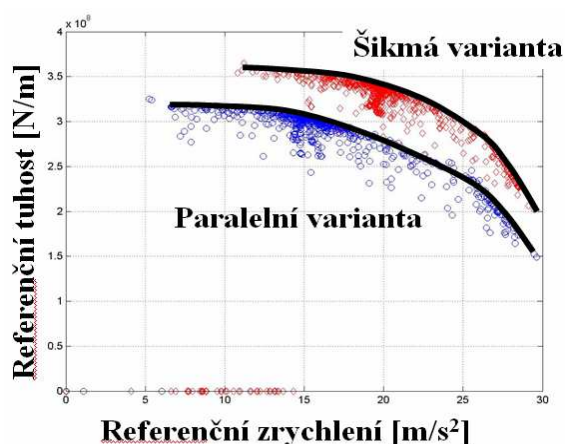


Obr. 16 Dvounožka

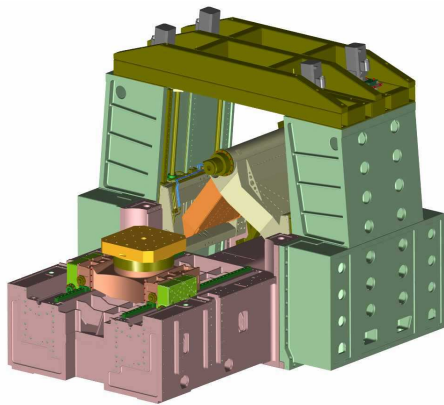
tuhost o 63 %. Tím byl položen základ později vzniklého mechanismu Sliding Star (obr. 20), který právě tuto vlastnost využívá. Jedna z dalších myšlenek bylo tuhé spojení dvou noh s platformou mechanismu. Tak vznikla redundantní varianta TriJointu - Třínožka (obr. 15), od které byl už jen krůček



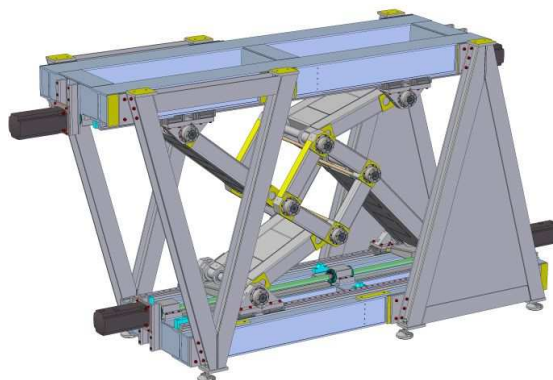
Obr. 17 Pareto množiny



Obr. 18 Varianta PH3



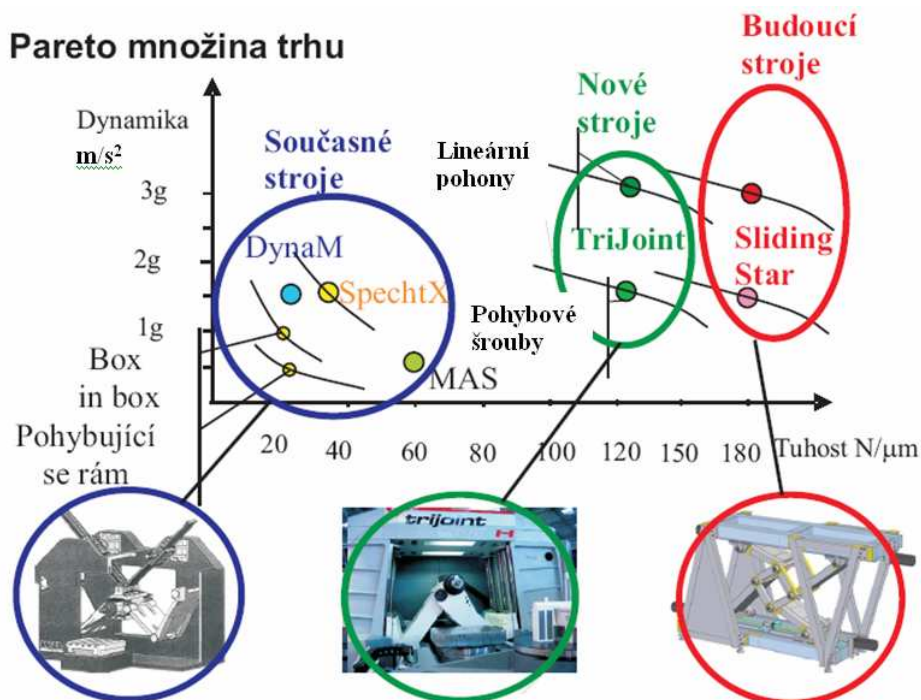
Obr. 19 TriJoint



Obr. 20 Sliding Star

k neredundantní variantě Dvounožce (obr. 16). Poté byl zkoumán vliv jednotlivých konstrukčních parametrů, například vliv úhlu sklonu vedení. Podkladem pro rozhodnutí, kterou variantu vyrobit, byly Pareto množiny referenční tuhosti v závislosti na referenčním zrychlení (obr. 17). Vlastnosti redundantní Třínožky by mohly být asi o 15 % lepší, ovšem za cenu větších nákladů a komplikací s řízením redundantního mechanismu. Rozhodnutí KOVOSVITu a.s. bylo postavit nejprve Dvounožku se svislými paralelními vedeními.

Na výstavě EMO 2001 v Hannoveru se objevil stroj zcela stejné koncepce od firmy Hueller Hille, chráněný patentovou přihláškou. V přihlášce však bylo uvedeno, že vedení jsou rovnoběžná. Začali jsem tedy podrobněji zkoumat dříve

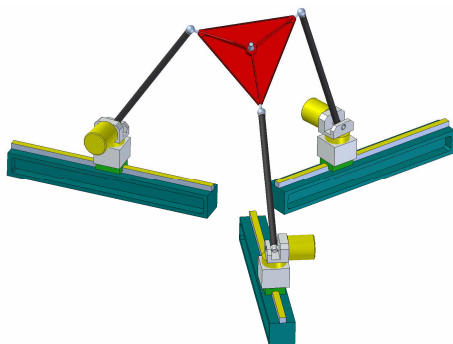


Obr. 21 Porovnání vlastností obráběcích strojů

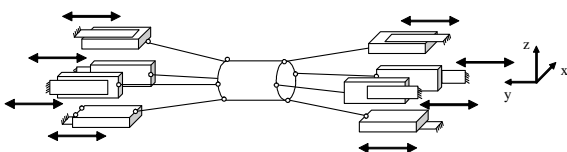
zjištěný vliv úhlu sklonu vedení a zjistili jsme, že šikmá varianta Dvounožky má asi o 20 % lepší vlastnosti (obr. 18). Tím bylo rozhodnuto o struktuře horizontálního obráběcího centra TriJoint 900 H (obr. 19) a nastala intenzivní syntéza jeho parametrů [13].

Ve výsledku se jedná o hybridní paralelní kinematickou strukturu, tvořenou rovinným paralelním mechanismem, kde třetí pohyb v prostoru zajišťuje posuvný stůl. Parametry stroje jsou: zrychlení pohybu pracovního bodu $2g \text{ m/s}^2$, tuhost v místě nástroje $120 \text{ N}/\mu\text{m}$, první vlastní frekvence mechanismu 100 Hz a přesnost obrábění $10\mu\text{m}$ v celém pracovním prostoru větším než 1 m^3 [1].

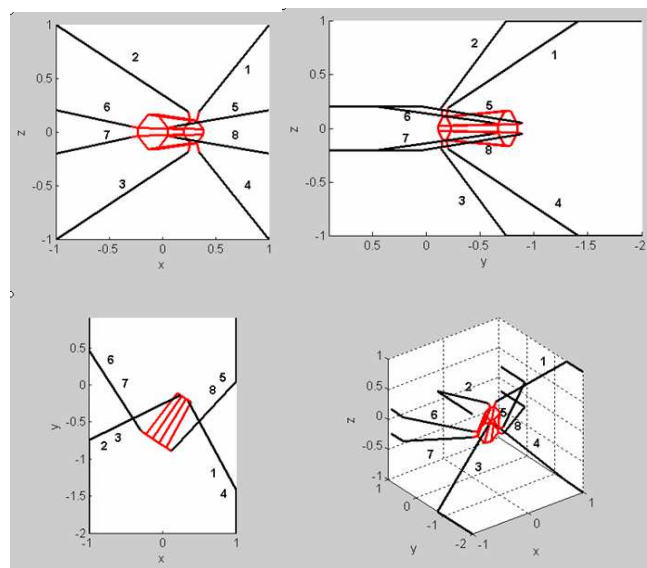
Po ukončení vývoje TriJointu jsme pokračovali v rozvíjení získaných myšlenek a zkonstruovali jsme redundantně poháněnou paralelní kinematickou strukturu Sliding Star [6]. Porovnání dynamických vlastností a tuhosti těchto dvou nových mechanismů s konvenčními a experimentálními obráběcími stroji je na obrázku 21. V současné době jsou oba mechanismy poháněny pohybovými šrouby. V případě, že by mechanismy byly poháněny lineárními motory, zlepšily by se výrazně jejich vlastnosti, jak je to patrné z obrázku. Sliding Star je funkční model konceptu obráběcího stroje, na kterém plánujeme ověřit teoretické poznatky z oblastí řízení redundantních strojů, kinematické přesnosti a redundantních měření [8].



Obr. 22 RedCaM



Obr. 23 Octaslide



Obr. 24 Octaslide s kuželovitou platformou

6.3. Další výsledky syntézy

Výše popsanými metodami kinematické syntézy byl optimalizován i redundantní kalibrační a měřicí stroj pro 6 stupňů volnosti RedCaM (obr. 22) [5] nebo Octaslide (obr. 23), u kterého bylo kuželovitým uspořádáním platformy umožněno její natočení (obr. 24) o ± 33 stupňů od vodorovné osy platformy v celém pracovním prostoru.

7. Závěr

Cílem této habilitační přednášky je stručná prezentace metodiky kinematické a elastostatické syntézy mechanismů s paralelní kinematickou strukturou vyvinuté pro potřeby navrhování a optimalizace těchto zařízení. Metodika představuje ucelený systematický postup kinematické syntézy, tedy stanovení pracovního prostoru s kontrolou manipulovatelnosti a kolizí a dále postup elastostatické syntézy, při které je optimalizována tuhost mechanismu v celém pracovním prostoru na základě změn vybraných parametrů mechanismu (souřadnice umístění kinematických vazeb na rámu, na platformě, průřezy a délky členů mechanismu, atd.). Tyto vlastnosti (manipulovatelnost a tuhost) tvoří s ostatními (dynamické vlastnosti, kinematická přesnost, první vlastní frekvence a kalibrovatelnost) důležitou součást inženýrského návrhu mechanismů s paralelní kinematickou strukturou. Uvedené postupy jsou výsledkem mnohaleté práce na vědeckovýzkumných projektech. Průběžně byly publikovány v mezinárodních časopisech a na mezinárodních konferencích [4 - 13].

Za hlavní dosažené vědecké přínosy uchazeče prezentované v habilitační přednášce lze považovat:

1. Zobecnění postupů použitých při řešení řady vědeckovýzkumných projektů do vytvořené systematické metodiky pro řešení úloh kinematické a elastostatické syntézy mechanismů s paralelní kinematickou strukturou. Tato metodika vyústila ve výpočtové nástroje, které dokáží globálně posoudit vlastnosti v celém pracovním prostoru mechanismu. Dále využití výpočtových nástrojů pro tyto a další vlastnosti mechanismu pro vícekritériální optimalizaci, při které je Pareto množina numericky aproximována pomocí genetických algoritmů.
2. Vytvoření metody, umožňující rychlé a efektivní mapování tuhosti navrhovaného mechanismu v celém pracovním prostoru, na základě zjednodušeného náhradního modelu kalibrovaného z dílčích MKP analýz.
3. Úspěšná syntéza několika nových variant mechanismů s paralelní kinematickou strukturou, které vykazují velmi dobré mechanické vlastnosti v porovnání s experimentálními nebo konvenčními stroji.

Prezentovaná metodika syntézy je nadále využívána při řešení dalších vědeckovýzkumných projektů, ale je používána i studenty doktorského a magisterského studia při řešení disertačních a diplomových prací.

Horizontální obráběcí centrum TriJoint 900 H bylo vystaveno v roce 2003 na MSV v Brně a v roce 2004 na EMO v Miláně. Dále bylo v roce 2003 oceněno cenou Česká Hlava Invence. Funkční model konceptu obráběcího stroje Sliding Star byl vystaven na MSV v Brně v roce 2006 a v letošním roce jsem na MSV v Brně vystavoval redundantní kalibrační a měřicí stroj pro 6 stupňů volnosti RedCaM. Všechny tyto tři stroje jsou patentově chráněny.

Literatura

- [1] Petrů, F., Valášek, M.: Concept, Design and Evaluated Properties of TRIJOINT 900H. In: Parallel Kinematic Machines in Research and Practice. Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2004, pp. 739-744. ISBN 3-937524-05-3.
- [2] Salisbury J.K., Craig, J.: Articulated Hands: Force control and Kinematics Issues, Int. J. of Robotics Research, 1982(1), No. 1, pp. 4-17
- [3] Stewart, D., "A platform with six degrees of freedom," Proceedings of the IMechE, Vol. 180, Pt. 1, No. 15, pp. 371-385, 1965-66.
- [4] Šika, Z., Valášek, M., Bauma, V., Vampola, T.: Design of Redundant Parallel Robots by Multidisciplinary Virtual Modelling. In: Virtual Nonlinear Multibody Systems. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2003, Vol. 1, pp. 243-252. ISBN 1-4020-1339-6.
- [5] Šika, Z., Valášek, M., Bauma, V., Beneš, P., Hamrle, V., Petrů, F., Šmíd, R.: Measuring machine for 6 DOF with minimized error transfer. Sborník konference Výpočtová mechanika 2006, ZČU Plzeň 2006, str. 609-616.
- [6] Valášek, M., Bauma, V., Šika, Z., Belda, K., Píša, P.: Design-by-Optimization and Control of Redundantly Actuated Parallel Kinematics Sliding Star. In: Multibody System Dynamics. 2005, Vol. 14, no. 3-4, pp. 251-267. ISSN 1384-5640.
- [7] Valášek, M., Šika, Z., Bauma, V., Vampola, T.: Tractable Treatment of Design by Multiobjective Optimization – Parallel Kinematics Case Study. In: Multibody System Dynamics, 2005, Vol. 13, Springer 2005, pp. 143-174.
- [8] Valášek, M., Šika, Z., Bauma, V., Štembera, J., and Hamrle, V.: Redundant Measurement and Calibration of Parallel Kinematical Structures. In: Proceedings of the 15th International Symposium on Measurement and Control in Robotics (ISMCR-2005) [CD-ROM]. Brussels: IMEKO, 2005, vol. 52, pp. 1-10.
- [9] Valášek, M., Šika, Z., Bauma, V., Vampola, T.: The Innovative Potential of Redundantly Actuated PKM. In: Parallel Kinematic Machines in Research and Practice. Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2004, pp. 365-384. ISBN 3-937524-05-3.
- [10] Valášek, M., Šika, Z., Bauma, V., Vampola, T.: Parallel Kinematics - Challenge of Mechatronics for Machine Tools. In: Mechatronics, Robotics and Biomechanics 2003 [CD-ROM]. Brno: University of Technology, 2003, vol. 1, pp. 20-30. ISBN 80-214-2312-9.
- [11] Neugebauer, R. (ed.): Parallel Kinematic Machines in Research and Practice - Proceedings of the 2nd - 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar PKS 2000 - 2006, IWU FhG, Chemnitz 2000, 2002, 2004, 2006
- [12] Valášek, M., Bauma, V., Šika, Z., Vampola, T.: Redundantly Actuated Parallel Structures - Principle, Examples, Advantages. In: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. Zwickau: 2002, pp. 993-1010. ISBN 3-928921-76-2.
- [13] Valášek, M., Šika, Z., Bauma, V., Vampola, T.: Koncepční návrh redundantní netradiční hybridní kinematiky pro horizontální obráběcí centrum. Výzkumná zpráva FS ČVUT 2052/01/16, Praha, 2001.
- [14] http://cs.wikipedia.org/wiki/Genetick%C3%BD_algoritmus
- [15] http://www.alioindustries.com/articles/true_origins_parallel_robotics.html

Odborný životopis - Ing. Václav Bauma, CSc.

Václav Bauma (*24.1.1959 v Praze) po gymnasiu v Praze 7, Nad Štolou 1 absolvoval Fakultu strojní ČVUT v Praze v oboru aplikovaná mechanika v roce 1983 obhajobou diplomové práce na téma „Statické a dynamická řešení základních typů konstrukcí užitím MKP“.

V roce 1983 nastoupil jako vědecký pracovník do Ústavu pro výzkum motorových vozidel v Praze. Od roku 1985 pracoval jako asistent na Katedře mechaniky Fakulty strojní ČVUT v Praze a od roku 1986 dosud je odborným asistentem na Odboru mechaniky a mechatroniky, Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Zapojil se jak do pedagogické činnosti ústavu, tak do jeho výzkumných aktivit. V roce 1994 obhájil kandidátskou práci na téma „Výběr optimálního popisu kinematiky vázaných mechanických systémů“ ve vědním oboru „Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí“. Aktivně se podílel na řešení problematiky mechanismů s paralelní kinematickou strukturou na Ústavu mechaniky v dalších letech, včetně vývoje horizontálního obráběcího centra TriJoint 900H s hybridní kinematickou strukturou, funkčního modelu konceptu obráběcího stroje Sliding Star, redundantního kalibračního a měřicího stroje pro 6 stupňů volnosti RedCaM a dalších mechanismů. Výzkum těchto mechanismů vyústil do stavby stroje TriJoint a několika dalších průmyslových prototypů a je předmětem předložené habilitační práce.

Ing. Václav Bauma, CSc. se významně podílel a podílí na řešení celé řady vědeckovýzkumných a průmyslových projektů, včetně projektů mezinárodních. Jmenovitě se jedná o tyto projekty:

- 1999-2001 GA101/99/0729 - Redundantní paralelní roboty a jejich řízení.
- 1999-2004 Výzkumný záměr MŠM 212200008 - Rozvoj metod a prostředků integrovaného strojního inženýrství.
- 1999-2004 Výzkumný záměr MŠM 210000003 - Rozvoj algoritmů počítačové mechaniky a jejich aplikace v inženýrství.
- 2000-2003 Mezinárodní projekt MT-CHECK Highly Efficient Machine Tool Checking System, based on Ball Artefacts and Self-Centring Three axis Sensor
- 2000-2003 Mezinárodní projekt EASYTRAC (Easier and Cheaper Traceability in Industry by Up to Date Methods of Calibration (Measuring and Testing RTD Project)
- 2003-2005 GA101/03/0620 - Redundantní pohony a měření pro hybridní obráběcí stroj.
- 2004-2006 GA106/04/1025 - Modelování vibroakustických systémů se zaměřením na vokální trakt člověka.
- 2005-2007 AV ČR 1QS201200506 - Redundantní kalibrační stroj pro 6 stupňů volnosti