

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POHYBLIVÁ PLOŠINA SE ŠESTI STUPNI VOLNOSTI

LIFTING PLATFORM WITH SIX DEGREES OF FREEDOM

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ADAM VÁLEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Adam Válek

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pohyblivá plošina se šesti stupni volnosti

v anglickém jazyce:

Lifting platform with six degrees of freedom

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte mechanismus zajišťující pohyb kabiny simulátoru. Celá plošina se skládá ze dvou rámu – pohyblivý a pevný rám. Pevný rám je zakotven do podlahy a nese pohony. Pohyblivý rám je připojen k pevnému rámu pomocí hnacího mechanismu, který je předmětem řešení.

Základní parametry:

Kabina o hmotnosti 1000kg s těžištěm 1000mm nad středem horní plošiny

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- Rešerši uvedené problematiky
- Návrh hydraulického hnacího obvodu
- Pevnostní kontrola navrženého mechanismu
- veškeré další nezbytné výpočty dle pokynů vedoucího DP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 18.10.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem mechanismu zajišťujícího pohyb kabiny simulátoru ve formě mechanismu s paralelní kinematickou strukturou včetně návrhu hydraulického hnacího obvodu. Obsahem diplomové práce jsou výpočty silového zatížení v přímočarých hydromotorech, výpočet pracovních rychlostí těchto hydromotorů a výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Paralelní kinematika, Paralelní mechanismus, Hexapod, Plošina, Simulátor

ABSTRACT

The master's thesis deals with mechanical design of mechanism ensuring moving of cab of simulator in shape of mechanism with Parallel kinematics structure including design of hydraulic drive circuit. The diploma thesis contains also calculation of forces in linear hydraulic motors, calculation of working speed of these motors and drawing documentation.

KEYWORDS

Parallel kinematics, parallel mechanism, Hexapod, Platform, Simulator





BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÁLEK, A. *Pohyblivá plošina se šesti stupni volnosti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Bc. Adam Válek





PODĚKOVÁNÍ

Poděkovat bych chtěl především vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a lidem z firmy Saab Czech s.r.o., zejména potom Ing. Pavlu Hlaváčkovi za velkou ochotu a neocenitelné rady a připomínky k této práci.





OBSAH

Úvod.....	15
1 Přehled současného stavu poznání.....	16
1.1 Historický vývoj mechanismů s paralelní kinematickou strukturou	17
1.2 Dnešní využití mechanismů s paralelní kinematickou strukturou	20
1.3 Popis konstrukce mechanismu hexapodu.....	23
2 Podrobná analýza řešeného problému	25
3 Vymezení cílů diplomové práce	26
4 Návrh metodického přístupu k řešení.....	27
5 Volba prostorového rozložení hexapodu.....	28
5.1 Kontrola rozsahu pohyblivosti zvoleného prostorového rozložení hexapodu	31
6 Analýza silového zatížení v přímočarých hydromotorech.....	33
6.1 Výpočet normálových sil v přímočarých hydromotorech.....	33
6.1.1 Určení zatížení působícího na mechanismus	34
6.1.2 Sestavení rovnic silové a momentové rovnováhy	35
6.2 Vyhodnocení výsledků výpočtu normálových sil v přímočarých hydromotorech....	38
6.2.1 Vyhodnocení výsledků pro translaci podél osy Y.....	38
6.2.2 Vyhodnocení extrému normálových sil v přímočarých hydromotorech	40
7 Výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů.....	42
7.1 Výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů při translaci podél osy Z. 42	
7.2 Vyhodnocení výpočtu pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů.....	45
8 Návrh hydraulického hnacího obvodu.....	47
8.1 Volba pracovního tlaku hydraulického hnacího obvodu.....	47
8.2 Základní výpočty a výběr přímočarých hydromotorů	48
8.2.1 Výpočet jmenovitých rozměrů přímočarých hydromotorů	48
8.2.2 Volba přímočarých hydromotorů.....	49
8.3 Výpočet průtoků hydromotorů.....	50
8.4 Schéma hydraulického hnacího obvodu a jeho prvky	52
8.4.1 Volba hnacího hydrogenerátoru	52
8.4.2 Schéma hydraulického hnacího obvodu	53
8.4.3 Volba doplňovacího hydrogenerátoru.....	54
8.5 Výpočet příkonu pohonu hydraulického hnacího obvodu	55
9 Návrh konstrukčního řešení mechanismu	57
9.1 Uložení přímočarých hydromotorů.....	57
9.2 Konstrukční řešení platformy.....	58
9.3 Konstrukční řešení báze	59



10	Kontrolní pevnostní výpočty.....	62
	Závěr	64
	Použité informační zdroje.....	65
	Seznam použitých zkratek a symbolů.....	67
	Seznam obrázků	69
	Seznam grafů.....	71
	Seznam tabulek	72
	Seznam příloh.....	73



ÚVOD

Tato diplomová práce vznikla na základě spolupráce s firmou Saab Czech s.r.o. (dále jen Saab), která se ve své pobočce ve Slavkově u Brna zabývá vývojem a konstrukcí simulátorů pohybu, a svým vypracováním navazuje na předchozí spolupráci při návrhu těchto simulátorů s Ústavem automobilního a dopravního inženýrství FSI VUT v Brně [2].

Tyto simulátory, o jejichž podrobnějším popisu a historickém vývoji je pojednáno níže v kapitole 1 Přehled současného stavu poznání, jsou obecně zařízení užívaná pro značné zefektivnění výcviku řízení a obsluhy dopravních prostředků. Jejich použití při tomto výcviku velmi snižuje náklady na tento výcvik a současně i významně zvyšuje jejich bezpečnost, když vylučuje závažné nehody vzniklé nedostatečnou zkušeností s řízením a obsluhou těchto dopravních prostředků.

Využití tyto simulátory nacházejí zejména v ozbrojených složkách pro výše popsany výcvik, dále také třeba u závodních stájí formule 1 a dalších závodních sérií. Zde je velkou výhodou, že lze velmi levně trénovat jízdu po různých tratích, zejména i těch, kde konkrétní jezdec ještě nestartoval. I když na samotný závod potom přijíždí poprvé, má již velmi dobrou znalost dané trati. Neopomenutelnou oblastí využití podobných zařízení je i zábavní průmysl, kde se využití těchto simulátorů velmi živě rozvíjí.

Takovýto simulátor je do značné míry univerzální v tom smyslu, že na něj může být umístěna jak kabina letadla, tak i např. kabina nákladního vozu nebo jiných dopravních prostředků. Tento simulátor je potom vhodně doplněn soustavou projektorů a dalších prvků, které vytvářejí velmi realistické scény při provozu simulátoru. Vše je počítačově řízeno.

Cílem této diplomové práce je kompletní koncepční návrh konstrukčního řešení mechanismu zajišťující pohyb kabiny simulátoru za použití hydraulického hnacího obvodu.



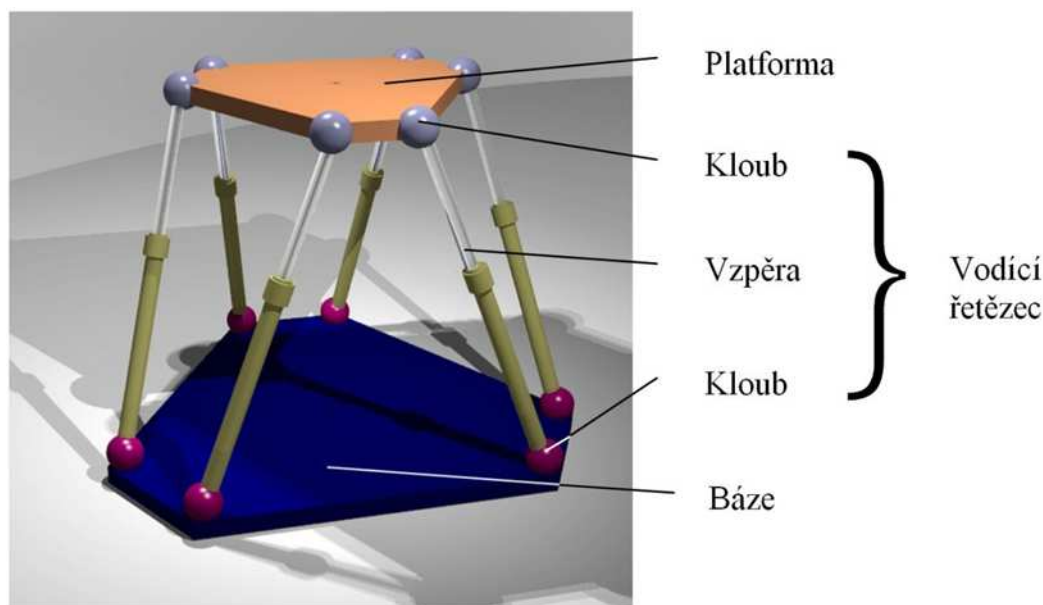
Obr. 1 Vizualizace výsledného konstrukčního návrhu mechanismu zajišťující pohyb kabiny simulátoru



1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Tato diplomová práce se zabývá kompletním návrhem hnacího mechanismu pro pohyblivou plošinu se šesti stupni volnosti, který má formu hexapodu. Hexapod, v této podobě velmi často nazýván také jako Stewartova plošina, patří do skupiny mechanismů s paralelní kinematickou strukturou.

Obecně mechanismy s paralelní kinematickou strukturou jsou mechanismy, které využívají k pohonu či podpoře pohyblivé plošiny, tzv. platformy (případně přímo koncového efektoru) několika počítačem řízených vodících řetězců. Tyto vodící řetězce jsou vůči platformě a základně, která se nazývá báze, řazeny paralelně a tvoří několik uzavřených kinematických řetězců. Zde je rozdíl mezi mechanismy s paralelní a sériovou kinematickou strukturou, když u sériových kinematických struktur je pouze jeden vodící řetězec a to otevřený. [1]



Obr.2 Oktahedrální uspořádání hexapodu [10]

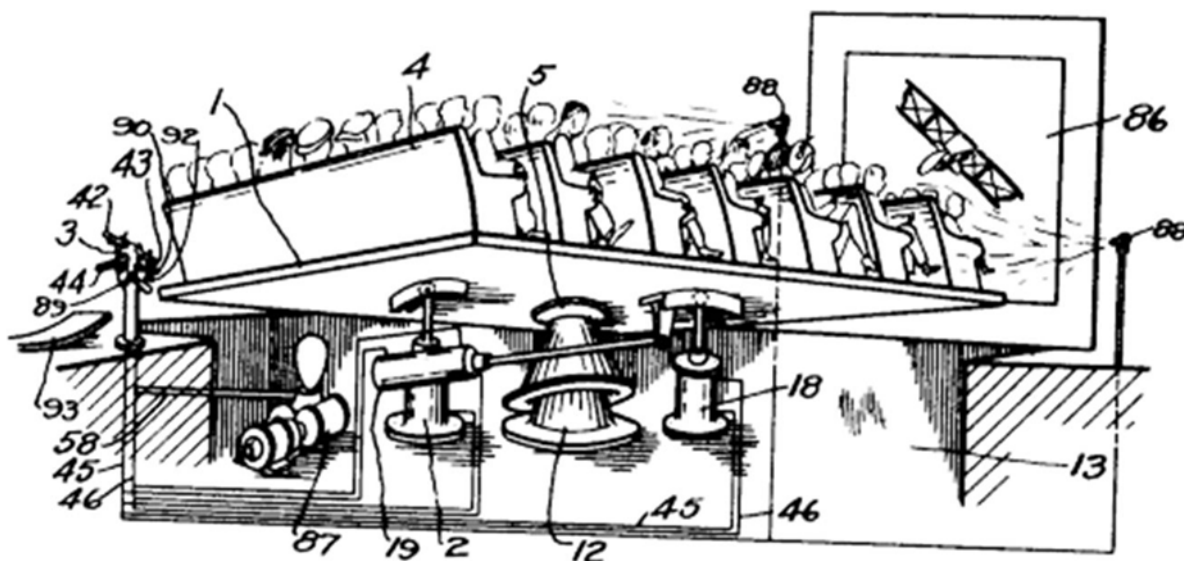
Bázi je myšlena základní plošina, která nekoná žádné pohyby. V případě simulátorů se jedná o spodní, pevně uloženou podstavu. Koncový efektor je zařízení, které může být nainstalováno na pohyblivé platformě a slouží např. k manipulaci s materiálem.

Hexapod jako takový je prostorovým mechanismem a má bázi s platformou spojenou pomocí šesti vodících řetězců. Díky tomu má platforma a s ní i koncový efektor šest stupňů volnosti.



1.1 HISTORICKÝ VÝVOJ MECHANISMŮ S PARALELNÍ KINEMATICKOU STRUKTUROU

Pravděpodobný počátek historie mechanismů s paralelní kinematickou strukturou se datuje rokem 1928. V tomto roce přihlásil James E. Gwinnett k patentovému řízení zřejmě první „pohyblivou plošinu“. Motivací mělo být zažívání realističtějších zážitků v kinematografii, když diváci v sále seděli právě na této pohyblivé plošině, která se s nimi během filmu naklápěla.



Obr. 3 Schematický obrázek Gwinnettovy paralelní kinematické struktury z patentu z roku 1931 (US Patent No. 1,789,680) [6]

Těžištěm pohybového ústrojí byl velký sférický kloub, na kterém byla plošina uložena. Tato plošina měla pak tři stupně volnosti (rotace kolem tří os), které jí měly dodávat tři pneumatické válce. Patent na toto řešení byl v roce 1931 vydán, avšak zda došlo někdy k reálnému použití známo není. [6]

Na přelomu čtyřicátých a padesátých let přichází první zařízení s paralelní kinematickou strukturou ve formě oktaedrálního hexapodu. Ačkoliv se toto zařízení, zejména v anglicky psaných textech, velmi často nazývá Stewartova plošina, jeho prvotním vynálezcem D. Stewart nebyl. Jeho tvůrcem byl významný automobilní inženýr Dr. Eric Gough, toho času pracující pro pneumatikářskou firmu Dunlop Rubber Co. v britském Birminghamu.

Jeho původní myšlenkou a inovativní konstrukcí bylo uspořádání šesti nosných ramen s proměnlivou délkou nosného mechanismu do formy oktaedru neboli osmistěnu. S konstrukcí a vývojem bylo započato v roce 1947 a k praktickému využití došlo poprvé v letech 1954 a 1955. Toto zařízení mělo v pneumatikářské firmě sloužit ke zkouškám vlastností pneumatik, přičemž zařízení samotné zajišťovalo simulaci zatížení pneumatik na letadlech při vzletech a přistáních. [6]



Obr. 4 Snímky Goughova zařízení pro testování pneumatik. Vlevo původní snímek z roku 1954, vpravo totéž zařízení krátce před ukončením provozu v roce 2000 [6]

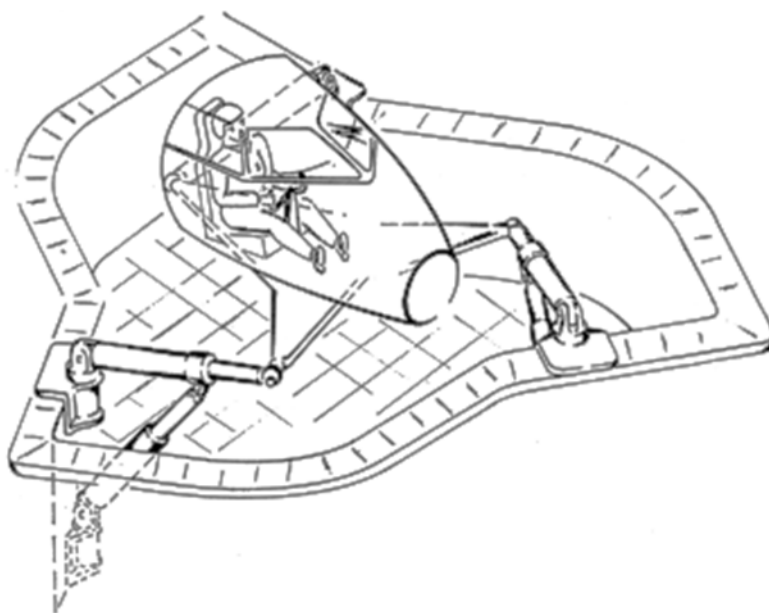
Jak již bylo zmíněno, inovativní nebylo využití šesti podpěrných ramen, ale jejich uspořádání. V této době totiž byly známy mechanismy nazývány MAST (z anglického multi axis simulation table), které měly tři vodorovná a tři svislá ramena. Dr. Gough při své konstrukci narazil na typický problém mechanismů s paralelní kinematickou strukturou té doby, totiž řízení zdvihu ramen. To bylo zprvu nastavováno ručně, s rozvojem digitalizace potom digitálně. Právě řízení mechanismů s paralelní kinematickou strukturou představovalo na dlouhá desetiletí problém, který bránil jejich vyššímu rozšíření a byl upokojivě vyřešen až s nástupem počítačů.



Obr. 5 Ukázka mechanismu MAST (multi axis simulation table) [7]



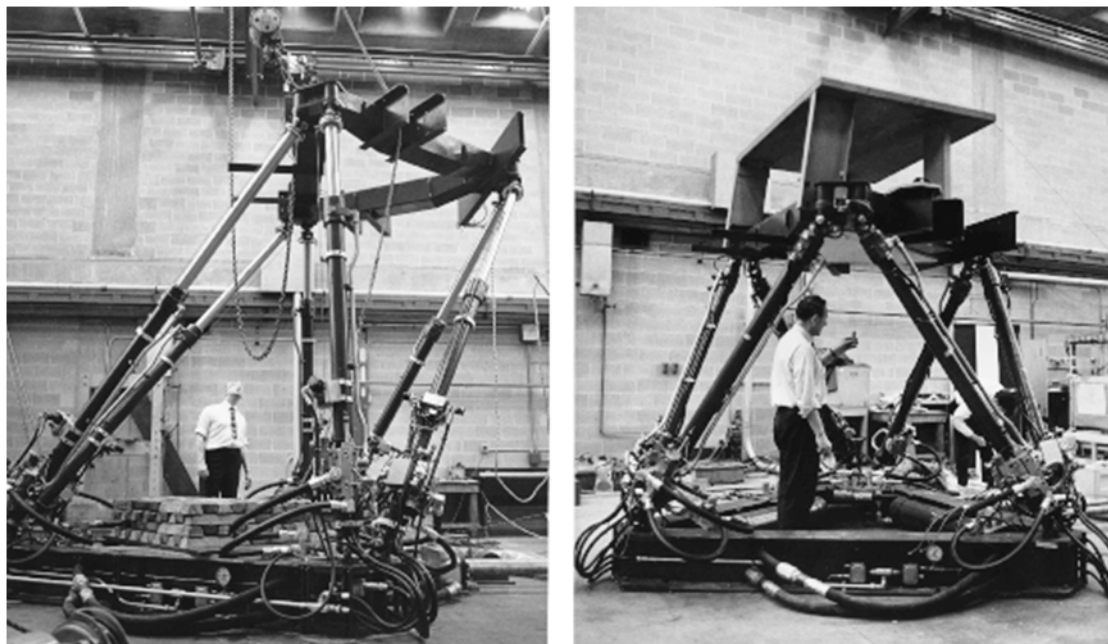
V roce 1965 se poprvé objevuje zmínka na využití mechanismů s paralelní kinematickou strukturou pro sestavení leteckého simulátoru. V této době totiž přichází Stewartův spis, ve kterém představuje svoji verzi mechanismu se šesti stupni volnosti právě pro využití k leteckému simulátoru. Paradoxně, i když tento mechanismus neměl strukturu oktahedráního hexapodu, jsou tyto mechanismy s uspořádáním ramen do tvaru osmistěny nazývány Stewartovým jménem.



Obr. 6 Schematický náčrt Stewartovy plošiny [6]

Ve stejné době začíná ve společnosti Franklin Institute Research Laboratories v americké Philadelphii pracovat inženýr Klaus Cappel na vylepšení soudobých systému MAST. Výsledkem snažení bylo použití čtyř místo tří horizontálních ramen rovnoměrně rozmístěných po obvodu, jejichž úkolem bylo zachytávat horizontální reakce. Výsledek však nebyl uspokojivý, protože danou kinematickou strukturu bylo velmi obtížné uřídit a z nadbytečných vazeb vznikaly příliš velké síly, které vedly k rozlamování platformy. [1]

Klaus Cappel dále pokračuje s pracemi na mechanismech s paralelní kinematickou strukturou a výsledkem je patent ze 7. prosince 1964, kdy na přání společnosti Sikorsky Aircraft Division of United Technologies vzniká pravděpodobně první funkční letecký simulátor se šesti stupni volnosti ve formě oktahedráního hexapodu. Cappel tento simulátor vytvořil údajně nezávisle na Dr. Goughovi aniž by věděl o jeho zařízení na testování leteckých pneumatik.



Obr. 7 První letecký simulátor v podobě oktahedrálního hexapodu. Snímky pocházejí z poloviny šedesátých let [6]

Od sedmdesátých let byla tato oblast systematicky rozvíjena a vznikaly další simulátory. Vedle leteckých simulátorů, kterých bylo vzhledem k rozvoji tehdejšího letectví velmi potřeba, vznikaly také simulátory lodní či vozidlové. Mimo oblast simulátorů se mechanismy s paralelními kinematickými strukturami začaly prosazovat také v oblasti průmyslových robotů a manipulátorů. Těmto oblastem však vzhledem k zaměření této diplomové práce není v tomto textu věnován větší pozornost. [6]

V té době však mechanismy s paralelními kinematickými strukturami silně narážely na vysoké požadavky jak programové, tak i hardwarové v oblasti řízení a regulace. K dalšímu velkému rozvoji těchto zařízení tak logicky došlo až v devadesátých letech minulého století s velkým boomem elektroniky a zejména výpočetních systémů.

1.2 DNEŠNÍ VYUŽITÍ MECHANISMŮ S PARALELNÍ KINEMATICKOU STRUKTUROU

Na základě jejich velmi příznivých vlastností jsou v současné době stále aktivně rozvíjeny simulátory pohybu založené na mechanismech s paralelními kinematickými strukturami. V této oblasti tyto mechanismy vynikají především velkým počtem stupňů volnosti, tuhostí konstrukce a také vysokou nosností, když není problémem umístit na pohyblivou platformu celou kabina vozidla či letounu i s lidskou posádkou.

Stále však nejsou upokojivě objasněny a vyřešeny veškeré výpočty související s matematickým modelem popisu kinematiky a zejména dynamiky těchto mechanismů, což je dáno velkou prostorovou složitostí konstrukce. Výsledkem toho je často řešení pouze v omezeném okruhu jednoduchých pohybů, kdy je velký důraz kladen také na praktickou



experimentální verifikaci výsledků teoretických výpočtů, nebo silný důraz kladený na zkušenosti s předchozími konstrukcemi při navrhování těchto mechanismů.

Mezi velmi rozvinuté letecké simulátory patří simulátor SIMONA, který je výsledkem pracovní skupiny International Research Institute for Simulation, Motion and Navigation při nizozemské Delft University of Technology a partnery ze strany vlády a průmyslu. Základní pohybové ústrojí je řešeno formou oktahedráního hexapodu jako hydrostatický hydraulický obvod. Na platformě je namontována dvoumístná kabina imitující kabinu nákladního letounu s integrovaným systémem promítající virtuální prostředí. Celý komplet může vážit maximálně 4 500 kg. Pracovní hydraulické válce mají maximální zdvih 1,25 m a při pohybu vzhůru jsou schopny udat kabině zrychlení až $1,5 \cdot g$. [8]



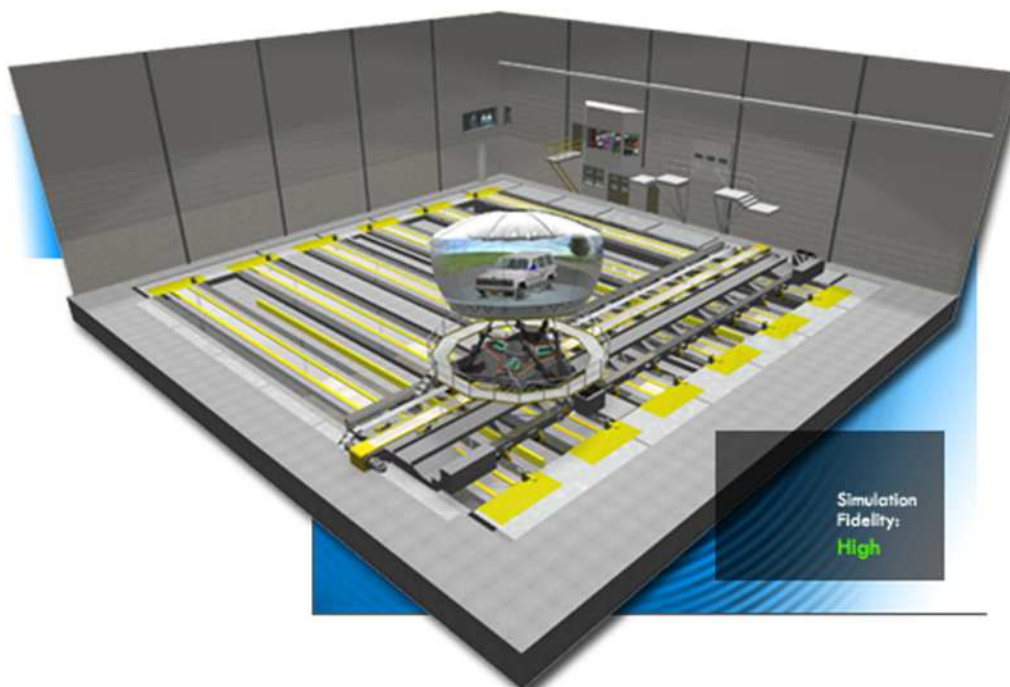
Obr. 8 Letecký simulátor SIMONA [8]

Za zmínku stojí také projekt skupiny NADS - National Advanced Driving Simulator. Tato výzkumná skupina působící v rámci americké University of Iowa vyvinula simulátor NADS-1, který slouží pro výcvik a výzkum v oblasti řízení osobních automobilů. Základem pohybového ústrojí je opět hexapod ve stejné podobě jako např. u výše zmíněného simulátoru SIMONA, avšak v zájmu zvýšení realističnosti se šlo v konstrukci ještě dále.

Celý hexapod totiž ještě pojíždí po soustavě kolejnic, které jej vedou v podélném a příčném směru (vzhledem ke kabině simulátoru), v obou těchto směrech je možný pojezd v délce 19,5 m (64 stop). Na horní platformě hexapodu je pak celá kabina uložena na ložisku, které umožňuje kabině rotaci kolem své vertikální o 330° . Uvnitř kabiny je kompletní karoserie vozu a podobně jako u simulátoru SIMONA také integrovaný systém promítající virtuální okolí. Tato karoserie je v místech, kde se nacházejí nápravy, uložena na čtyřech



hydromotorech, které imitují vibrace způsobené poježděním po vozovce. Celá tato konstrukce je tak pravděpodobně jedním z nejrealističtějších simulátorů pohybu vůbec. [9]



Obr. 9 Kompletní pohybové ústrojí simulátoru NADS-1 [9]



Obr. 10 Pohled do kabiny simulátoru NADS-1 s umístěnou karoserií osobního vozu [9]



Obr. 11 Detail hydromotorů nesoucích tuto karoserii [9]

Mimo výše uvedených použití mechanismů s paralelní kinematickou strukturou jako simulátorů pohybu se tyto mechanismy využívají také velmi často jako manipulátory, součásti obráběcích center, kde se využívá velké pohyblivosti těchto zařízení, a v oblasti měřicí techniky. Více o těchto oblastech použití v [1].



1.3 POPIS KONSTRUKCE MECHANISMU HEXAPODU

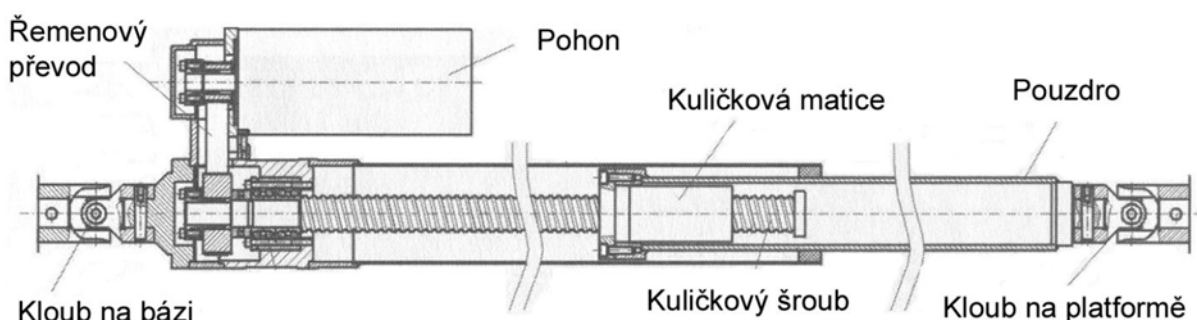
Základnou tohoto mechanismu je tedy výše zmíněná báze, která je nehybná, obvykle pevně spojena s podlahou a tvoří nosný základ. Z kinematického pohledu ji lze považovat za rám mechanismu.

Pohyblivým koncovým členem mechanismu je platforma, která je také nazývána pohyblivá plošina. Většinou je však koncovým členem až tzv. koncový efektor, který je pevně spojen s platformou a může jím být obráběcí nástroj a jeho uchycení či zařízení pro manipulaci s předměty.

Spojení báze s platformou je realizováno, jak již bylo řečeno, několika sériově řazenými vodícími řetězci, které tvoří uzavřené kinematické řetězce. Vodící řetězec je v nejjednodušší formě složen ze vzpěry, hnacího členu a dvou kloubů, jeden spojen s bází a druhý s platformou.

Počet vodících řetězců a jejich uspořádání jsou klíčové pro vlastnosti celého navrženého mechanismu a určují zejména počet stupňů volnosti platformy, respektive koncového efektoru a rozsahy jednotlivých pohybů. Mimo to zejména uspořádání těchto vodících řetězců také výrazně ovlivňuje mechanické namáhání jednotlivých součástí a předurčuje stabilitu stroje či udává, k jakým havarijním stavům bude daný typ mechanismu náchylný. Poslední vlastnost je mimořádně důležitá při navrhování značně mechanicky namáhaných mechanismů, jako jsou například simulátory, kde se zátěž na platformě pohybuje i v řádu stovek kilogramů a je zde lidská posádka, takže by mohlo dojít ke zranění osob.

V zásadě se rozlišují dva základní typy pohonů: přímočaré a rotační. Častěji používané přímočaré pohony bývají velmi často integrovány přímo do nosných ramen (vzpěr) a tvoří tak jeden celek. Nejtypičtějším zástupcem přímočarých pohonů je pohon pomocí přímočarých hydromotorů, když vodící řetězce jsou tvořeny přímo těmito hydromotory. Přímočaré hydromotory jsou používány zejména u více namáhaných mechanismů, kde je kladen důraz především na požadované dynamické parametry. Jiným druhem přímočarých pohonů je pohon pomocí kuličkového šroubu (obr. 12), který má zase výhody v přesnějším polohování.



Obr. 12 Pohon pomocí kuličkového šroubu umístěného na výsuvném rameni [1]

Méně častou variantou je přímý rotační pohon. Takovýto pohon může být připevněn na nepohyblivou bázi a pohání přes klikový mechanismus vzpěry s neproměnnou délkou. [2]



Dalším typem pohonu může být rotační hydromotor. Pohon klikovým mechanismem ovšem vnáší do výpočtů při návrhu mechanismů další složitosti a komponenty takto vzniklého mechanismu jsou velmi nepříznivě namáhány. Složitější je také následné řízení takto zkonstruované struktury a vyvstává další nebezpečí havarijních stavů, např. při přetočení klik do nežádoucí polohy.



2 PODROBNÁ ANALÝZA ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

Jak již bylo zmíněno v zadání a úvodu, cílem této diplomové práce je navrhnout kompletní řešení hnacího mechanismu simulátoru pohybu ve formě oktaedrického hexapodu, přičemž pohon tohoto simulátoru má být řešen pomocí hydraulických obvodů. Tato diplomová práce vzniká na základě požadavku a spolupráce s firmou Saab, se kterou byly konzultovány konkrétní kroky řešení a domluveny parametry doplňující zadání, které je v určitých směrech příliš obecné.

Základní parametry v zadání pouze uvádějí hmotnost kabiny 1 000 kg, přičemž těžiště je 1 000 mm nad středem platformy. Původně byly plánovány dvě varianty zatížení od kabiny, kde druhou variantou měla být kabina s hmotností 500 kg a těžištěm ve výšce 600 mm nad středem platformy. Loni vypracovaná diplomová práce [2] však potvrdila předpoklady, že u druhé varianty nevychází hodnoty zatížení taky velké, jako u varianty první s vyšší hmotností, proto se nynější zadání po dohodě s firmou Saab a vedoucím práce zredukovalo pouze na variantu s těžší kabinou.

Vzhledem k tomu, že simulátor je do určité míry univerzálním zařízením a poskytuje určitou variabilitu, není možné přesně definovat jeden konkrétní typ na něm umístěné kabiny a tím při výpočtech uvažovat její přesné dynamické vlastnosti. Na základě tohoto faktu bylo domluveno s výše uvedenou firmou, že pro výpočty se bude břemeno (zastupující kabinu namontovanou na platformě) uvažovat ve formě homogenní koule s poloměrem 1 000 mm a s parametry uvedenými v zadání.

Z kinematických a dynamických vlastností je požadováno samozřejmě především dosažení šesti stupňů volnosti v pohyblivosti platformy – možnosti posuvů podél tří os kartézského souřadného systému a tří rotací okolo těchto os. Posuvy jsou požadovány v rozsahu ± 100 mm, tj. 100 mm v kladném směru dané osy a 100 mm proti směru osy od neutrální polohy, která bude definována dále v práci. Tyto posuvy by mělo být zařízení schopno vykonat s translačním zrychlením o maximální hodnotě $0,3 \cdot g$, tedy přibližně $2,943 \text{ m/s}^2$. Rozsah rotací je požadován v rozsahu $\pm 16^\circ$, podobně jako v případě posuvů opět s touto hodnotou v obou smyslech otáčení okolo dané osy vzhledem k neutrální poloze. Maximální zrychlení požadované při rotacích bylo stanoveno na hodnotu $100^\circ/\text{s}^2$. Z tohoto bodu domluvy s firmou Saab je tedy zřejmé, že řešení problému bylo omezeno pouze na základní jednoduché pohyby zařízení a neočekává se tedy komplexní zkoumání celého rozsahu pohybů, či řešení pohybů kombinovaných.

Řešení pohonu simulátoru pomocí hydraulických mechanismů je pro firmu Saab novým možným konstrukčním směrem, neboť pohon nyní vyráběných simulátorů je řešen jiným způsobem [2]. Proto bylo vzhledem k případné plánované realizaci tohoto zařízení pro komerční účely nutné dodefinovat další parametry, které jsou významným měřítkem reálné využitelnosti tohoto konstrukčního řešení. Těmito parametry jsou celkový příkon zařízení stanovený přibližnou hodnotou 10 kW, který bude dále v práci přesně vyčíslen. Druhým parametrem je cena celkového řešení tohoto pohonu. Cenová kalkulace však součástí práce nebude, neboť by byla předmětem následného jednání firmy s potenciálními dodavateli.



3 VYMEZENÍ CÍLŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Hlavním cílem této diplomové práce je přinést ucelené koncepční řešení mechanismu se šesti stupni volnosti zajišťujícího pohyb kabiny simulátoru ve formě oktahedrálního hexapodu, kde bude pohyb zajišťován hydraulickými hnacími obvody.

Mimo body exaktně uvedené v zadání bude nedílnou součástí této práce také kompletní konstrukční návrh celého mechanismu a všech jeho částí včetně volby prostorového rozložení hexapodu a následné výkresové dokumentace. Koncept prostorového rozložení byl domluven se zástupci firmy Saab. Úkolem však bude kontrola rozsahu pohyblivosti takto zvoleného prostorového rozložení a upřesnění zvoleného přímočarého hydromotoru (dále jen PČHM).

Samotný návrh hydraulického obvodu bude dále obsahovat výpočty nutné k přesnému dimenzování jednotlivých částí hydraulického hnacího obvodu či hydraulického obvodu jako celku. Z tohoto pohledu je zcela nezbytné ještě před samotným návrhem hydraulického hnacího obvodu vypočítat síly, které budou na PČHM vyvozeny vlivem provozu za daných parametrů pohybu. Nutné bude také určení pracovní rychlosti výsuvu PČHM a dalších parametrů nutných k návrhu samotného hydraulického obvodu.

Z toho pohledu bylo řešení omezeno pouze na řešení jednoduchých pohybů výše popsaných v kapitole 2 Podrobná analýza řešeného problému. Kompletní řešení všech možných složených pohybů by bylo značně nad rozsah diplomové práce, také vzhledem k faktu, že tato problematika stále nebyla uceleně zpracována.

Také samotný návrh hydraulického hnacího obvodu bylo nutno omezit. Zde je tedy řešení orientováno na správnou volbu jednotlivých prvků obvodu dle vypočtených parametrů a stanovení celkové energetické náročnosti zařízení, což je jeden z nejdůležitějších výstupů této diplomové práce.

Pevnostní kontrola mechanismu byla omezena pouze na kontrolní výpočty vybraných součástí, protože kompletní pevnostní kontrola mechanismu by byla opět nad rámec diplomové práce.

Jak již bylo zmíněno, tato diplomové práce přináší spíše koncepční řešení a v jednotlivých kapitolách přináší možné pohledy a řešení jednotlivých stránek návrhu takového simulátoru. Cílem není kompletní detailní návrh tohoto zařízení, jelikož toto by přesahovalo rámec rozsahu diplomové práce. Stejně tak by bylo nutno při návrhu pokračovat testováním fyzického prototypu, což také není v daném rozsahu v této diplomové práci možné. Vzhledem k tomuto není možné zacházet v této práci v jednotlivých kapitolách příliš do hloubky.



4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Základním bodem při rozvaze o postupu řešení daného problému je vymezení hloubky zkoumání tohoto problému. Problematika řešení pohybu prostorových mechanismů s více než třemi stupni volnosti je značně komplikovaná. V případě mechanismů s paralelní kinematickou strukturou se šesti stupni volnosti se jedná dokonce o tak složitou problematiku, že zatím kompletní kinematické a dynamické výpočty nebyly uceleně zpracovány.

Vzhledem k tomuto faktu bylo nutno přistoupit k určitému zjednodušení. Tímto zjednodušením je to, že řešení mechanismu se omezí pouze na základní pohyby výše popsané v kapitole 2 Podrobná analýza řešeného problému. Výpočet silového zatížení v PČHM je pouze jedním z úkolů při řešení této diplomové práce, proto bude provedeno zjednodušeně. Konkrétní postup je potom dále vysvětlen v kapitole 6 Analýza silového zatížení v přímočarých hydromotorech.

Postup prací při návrhu hydraulického obvodu, který bude dodržen, je znázorněn na Diagramu metodiky návrhu hydraulického obvodu, který je uveden v příloze I a je převzat z [3]. Vzhledem k rozsahu a zaměření diplomové práce se bude návrh hydraulického hnacího obvodu sestávat zejména z kroků uvedených ve sloupci I, konkrétně I/1 až I/8. Způsob řízení je vzhledem k aplikaci zřejmý, tedy automatický elektrický, zde budou pouze zvoleny komponenty dodávané k jednotlivým prvkům, které na sebe řízení podílejí. Vypracování ostatních kroků návrhu by bylo nad rámec této diplomové práce.

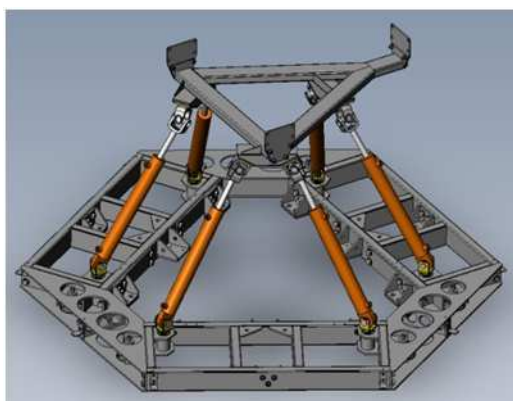


5 VOLBA PROSTOROVÉHO ROZLOŽENÍ HEXAPODU

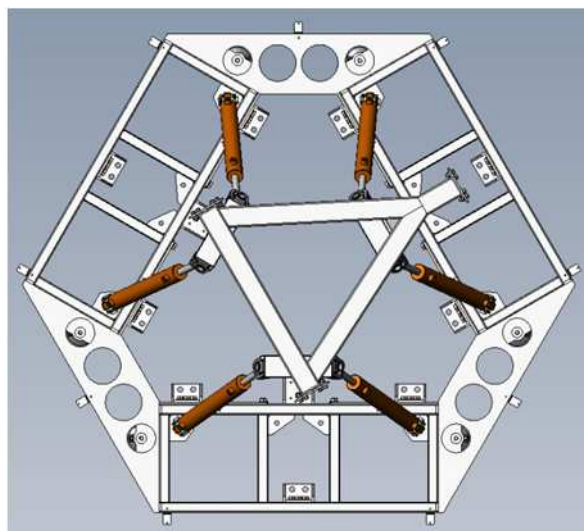
Jako těžištěm této diplomové práce bylo stanoveno především vyřešení hnacího hydraulického obvodu mechanismu simulátoru. Po konzultacích se zástupci firmy Saab však bylo rozhodnuto, že daný typ pohonu nebude vhodné implementovat na již existující simulátor a naopak vhodnější bude navrhnout zcela nový simulátor s daným pohonem. Prvním krokem je tedy logicky volba prostorového rozložení hexapodu, tedy prostorového uspořádání vzpěr a určení klíčových rozměrů budoucího stroje.

Volba tohoto prostorového uspořádání následně významně ovlivní výpočet a výsledky výpočtu silového zatížení v přímočarých hydromotorech (v tomto případě v roli vzpěr) a rychlostí výsuvů těchto přímočarých hydromotorů (dále jen ve zkratce PČHM) a tím i výsledky dalších výpočtů pro návrh hydraulického hnacího obvodu, které z nich vycházejí. Prostorové uspořádání má také vliv na celkovou stabilitu simulátoru zejména při vykonávání složitějších pohybů.

Na obrázcích 13 a 14 je ukázáno stávající prostorové rozložení, které bylo oproti existujícímu řešení simulátoru upraveno o schematické naznačení hydraulického pohonu.



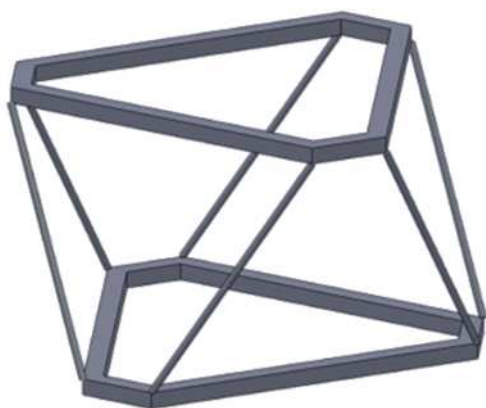
Obr. 13 Prostorové uspořádání stávajícího simulátoru [4]



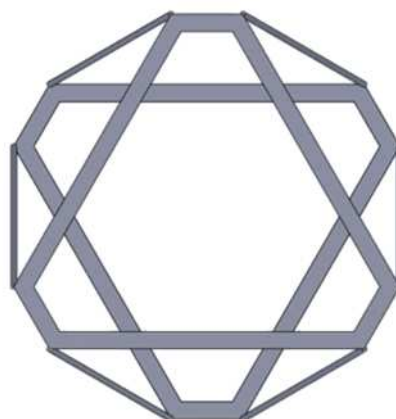
Obr. 14 Pohled shora na prostorové uspořádání stávajícího simulátoru [4]

Z dalších možných řešení bylo diskutováno také prostorové rozložení, kde by byly klouby jednotlivých vzpěr rozmístěny na kružnicích stejného průměru na bázi i na platformě. V neutrální poloze by vzpěry svíraly s bází a platformou ideálně úhel 60° a vznikl by tak pravidelný osmistěn, pokud by byla uvažována pouze koncepce rozložení a ne skutečné prvky mechanismu.

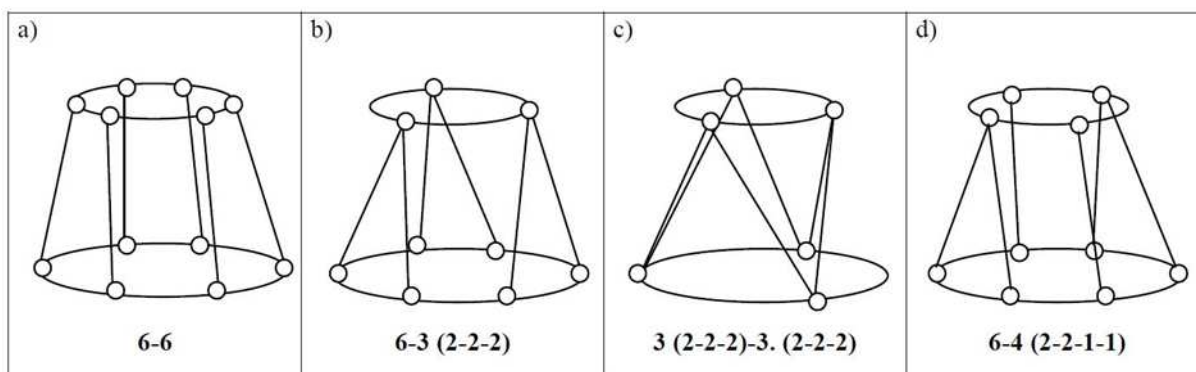
Toto rozložení je schematicky naznačeno na obrázcích 15 a 16. Jiné možnosti prostorového uspořádání vzpěr a kloubů ukazuje obrázek 17. Čísla pod schématem uspořádání uvádí počet kloubů na bázi a platformě. Pokud je jeden kloub společný pro více vzpěr, je v závorce uvedeno, pro kolik. Možnost uchytit více vzpěr do jednoho kloubu je spíše teoretická. Takovýto kloub má výrazně horší vlastnosti. Více v [1].



Obr. 15 Prostorové uspořádání s klouby rozmístěnými na kružnicích stejného průměru na bázi i platformě



Obr. 16 Totéž uspořádání, jako na obr. 15, pohled shora



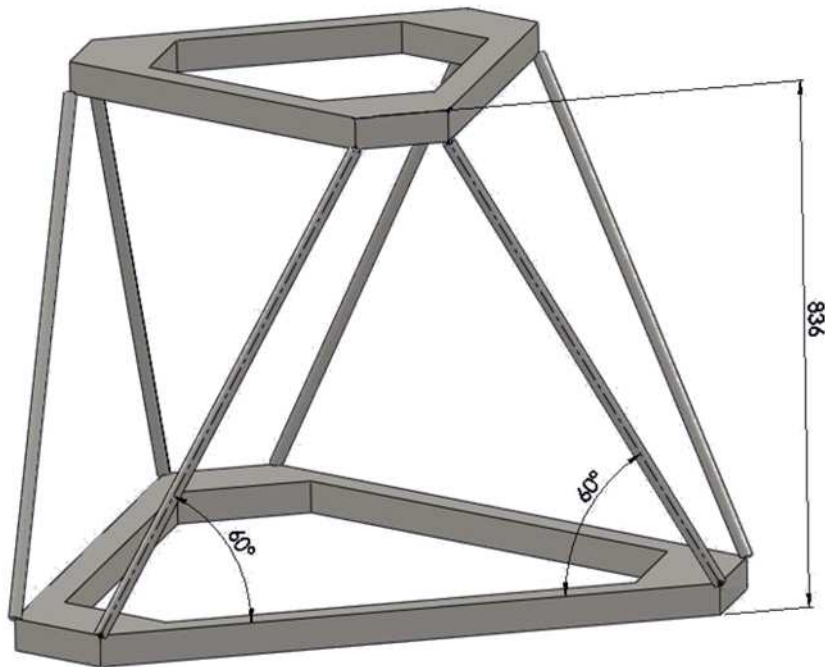
Obr. 17 Další možná uspořádání vzpěr a kloubů [1]

Po konzultacích s pracovníky firmy Saab bylo jako závazné zvoleno prostorové uspořádání, které je opět schematicky naznačeno na obrázcích 18 a 19. Podstatné rozměry, které bylo třeba dle požadavků firmy dodržet, jsou na těchto obrázcích znázorněny. Jde především o naznačené úhly 60° a kružnice s průměrem 800 mm. Výška je orientační.

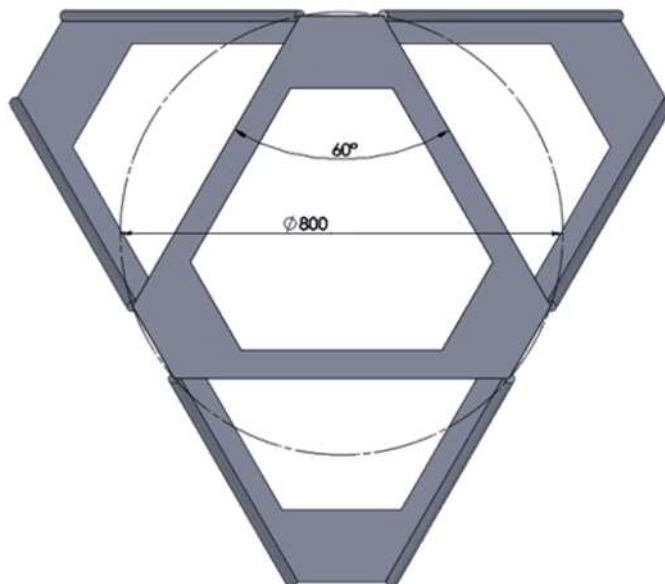
Jde o zejména o průměr kružnice, na které jsou rozmístěny horní klouby vzpěr. Tento průměr byl stanoven na hodnotu 800 mm. Na této pomyslné kružnici nebudou klouby uchyceny na platformu, ale nachází se na nich pomyslné středy otáčení těchto kloubů. Kružnice rozmístění kloubů na platformě tak bude mít samozřejmě průměr menší. Dalším důležitým rozměrem je úhel 60° , který svírají v neutrální poloze jednotlivé vzpěry v pomyslném rovnoramenném lichoběžníku s podložkou. Tento lichoběžník je také v neutrální poloze kolmý na podložku. Podstatnou většinu ostatních rozměrů je pak následně možné měnit dle potřeb zástavby. Takovéto uspořádání by mělo být stabilnější v extrémních pohybech.



Jako výchozí rozměry PČHM byly zvoleny tyto: 700 mm v zataženém stavu, maximální uvažovaný výsuv 300 mm a maximální pracovní rozsah výsuvu 200 mm. Tyto rozměry však bude možné podle potřeby zástavby i drobně pozměnit. Tím se změní i celková výška.



Obr. 18 Schéma zvoleného prostorového uspořádání



Obr. 19 Pohled shora na zvolené prostorové uspořádání



5.1 KONTROLA ROZSAHU POHYBLIVOSTI ZVOLENÉHO PROSTOROVÉHO ROZLOŽENÍ HEXAPODU

Po zvolení prostorového rozložení hexapodu a stanovení základních rozměrů, které bude třeba v dalším návrhu dodržet, bylo vhodné toto rozložení zkontrolovat s cílem zjistit, zda toto rozložení se smluvenými PČHM skutečně bude schopno splňovat požadované rozsahy pohybu. Jako nejvhodnější se jevila varianta namodelovat prostorovou skicu v 3D CAD systému, kde by byla možnost domodelování krajních poloh jednotlivých základních pohybů ve zvoleném rozsahu a v těchto krajních polohách jednoduše odměřit přímo rozměry jednotlivých PČHM.

Jako neutrální poloha mechanismu byla zvolena taková poloha, kdy je celková délka PČHM včetně určitého vysunutí rovna 850 mm. Střed platformy v této poloze bude považován za počátek souřadného systému platformy a vzhledem k myšleným osám procházejícím tímto počátkem budou realizovány základní pohyby v rozsahu popsáném v kapitole 2. Osy souřadného systému platformy jsou definovány podle obrázku 20. Na stejném obrázku je i naznačeno číslování PČHM, které je užito v tabulce 1.

Takto získané výsledky jsou přehledně zobrazeny v tabulce 1. Zde je vidět, že absolutní maximum je 945,39 mm, které splňuje požadované maximální pracovní vysunutí 250 mm i s malou rezervou. Naopak zjištěné minimum je 758,19 mm, kdy je opět s rezervou splněna podmínka minimálního pracovního výsuvu 50 mm.

Tab. 1 Délky PČHM včetně zdvihů v krajních polohách jednotlivých základních pohybů

Pohyb	PČHM 1	PČHM 2	PČHM 3	PČHM 4	PČHM 5	PČHM 6
	Délka PČHM v (mm)					
Neutrální poloha	850,00	850,00	850,00	850,00	850,00	850,00
Translace X + 100 mm	811,47	811,47	897,63	855,58	855,58	897,63
Translace X - 100 mm	897,63	897,63	811,47	855,58	855,58	811,47
Translace Y + 100 mm	880,09	830,38	880,09	903,97	804,44	830,38
Translace Y - 100 mm	830,38	880,09	830,38	804,44	903,97	880,09
Translace Z + 100 mm	937,88	937,88	937,88	937,88	937,88	937,88
Translace Z - 100 mm	764,95	764,95	764,95	764,95	764,95	764,95
Rotace kolem X + 16 °	920,53	775,68	765,69	833,64	869,39	944,97
Rotace kolem X - 16 °	775,68	920,53	944,97	869,39	833,64	765,69
Rotace kolem Y + 16 °	793,14	793,14	816,53	945,39	945,39	816,53
Rotace kolem Y - 16 °	917,22	917,22	879,45	758,19	758,19	879,45
Rotace kolem Z + 16 °	888,15	840,92	933,68	790,92	933,68	817,54
Rotace kolem Z - 16 °	840,92	888,15	817,54	933,68	790,92	933,68
Minimum	764,95	764,95	764,95	758,19	758,19	764,95
Maximum	937,88	937,88	944,97	945,39	945,39	944,97



Smluvené prostorové rozložení je tedy schopno poskytovat požadovaný rozsah pohybu a bude možné jej realizovat. Neutrální poloha mechanismu byla vhodně zvolena. Výsuvy PČHM (hodnoty v tabulce 1 snížené o hodnotu 700 mm) budou při řešení zachovány. Naopak hodnota 700 mm pro plně zasunutý PČHM bude možné změnit na základě požadavků na zástavbové rozměry.



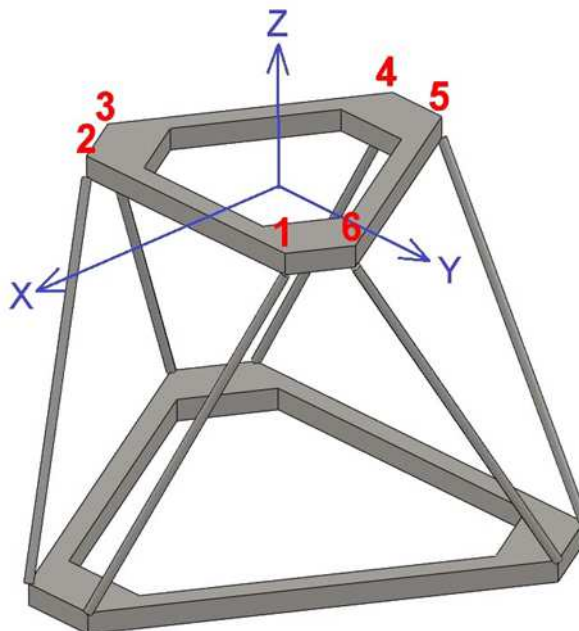
6 ANALÝZA SILOVÉHO ZATÍŽENÍ V PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORECH

Pro další analýzu mechanismu, následný postup návrhu hydraulického hnacího obvodu a jeho správné nedimenzování bylo stěžejní začít vyjádřením mechanického zatížení, které bude vlivem různých pohybů platformy s upevněným břemenem (zastupujícím kabinu simulátoru) vyvozováno na vzpěrách hexapodu. Tyto vzpěry budou řešeny přímočarými hydromotory.

Vzhledem k charakteru vzpěr (v tomto případě přímočaré hydromotory) bylo klíčové zjistit normálové síly, které budou v jednotlivých PČHM působit při různých konfiguracích mechanismu. Byly uvažovány dva základní vlivy způsobující zatížení PČHM: jednak to byla tíha samotného břemene (kabiny), dále pak setrvačné účinky působící na mechanismus vlivem urychlování kabiny při jednotlivých předepsaných pohybech.

6.1 VÝPOČET NORMÁLOVÝCH SIL V PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORECH

Jak již bylo uvedeno výše, při výpočtu sil působících v PČHM byl uvažován vliv zatížení samotnou tíhou uvažovaného břemene a vliv setrvačnosti od urychlování tohoto břemene. Silové zatížení od obou těchto vlivů bylo spočteno samostatně a následně principem superpozice sečteno a tím získáno celkové zatížení jednotlivých PČHM.



Obr. 20 Souřadný systém definující základní pohyby platformy a číslování jednotlivých PČHM

Samotný výpočet byl realizován pomocí soustavy šesti rovnic silové a momentové rovnováhy na platformě. Silově analyzovány byly všechny uvažované základní pohyby, tedy translace platformy podél os X, Y a Z a její natočení kolem těchto os. Výpočty normálových sil v PČHM byly provedeny v celém rozsahu jednotlivých pohybů a to ve smluvených mezích. Tedy translace v rozsahu ± 100 mm vzhledem k neutrální poloze a rotace v rozsahu



$\pm 16^\circ$ opět vztáhnuto k neutrální poloze mechanismu. Kladné směry os uvažovaných při výpočtu sil jsou naznačeny na obrázku 20. Na stejném obrázku je také uvedeno uvažované číslování PČHM.

Výjimku z těchto rozsahů výpočtu sil tvoří výpočty pohybů, ve kterých stačilo řešit silové působení pouze v jednom smyslu vůči neutrální poloze. Vzhledem k symetrii hexapodu i pohybu totiž výsledky výpočtu normálových sil v PČHM vycházejí v opačném smyslu pohybu totožně, jen konkrétní síly vychází u jiných PČHM, které tvoří symetrické dvojice. Těmito pohyby jsou translace podél osy Y a rotace okolo osy X. Zde si navzájem odpovídají normálové síly v PČHM 1 při pohybu jedním směrem silám v PČHM 2 při pohybu směrem opačným. Stejně tak normálové síly v PČHM 3 a 6 a také 4 a 5. Stejně je tomu i při výpočtu sil u rotace okolo osy Z.

6.1.1 URČENÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍHO NA MECHANIZMUS

Dalším krokem po určení os a očíslování PČHM při výpočtu normálových sil v PČHM je stanovení hodnot zatížení celé platformy. Zde je třeba vypočítat sílu tíhovou a sílu způsobenou vlivem urychlování břemene. Tyto síly budou tvořit pravé strany soustav silových a momentových rovnic, přičemž nefigurují pouze v rovnicích silových, ale i momentových, jelikož v různých konfiguracích vytvářejí i momenty. Při výpočtu normálových sil způsobením urychlování břemene u rotací je naopak pravá strana rovnic tvořena momentem způsobeným setrvačností.

Při zatížení vlastní tíhou byla uvažována pouze tíha samotného břemene, jehož hmotnost m_b byla stanovena na 1 000 kg. Gravitační zrychlení bylo uvažováno hodnotou $g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Celou tíhu tak bylo možné nahradit tíhovou silou F_g , která má působiště v těžišti břemene a hodnotu danou podle 2. Newtonova zákona:

$$F = m \cdot a, \quad (1)$$

kde m [kg] je hmotnost tělesa a a [m/s^2] zrychlení, které na něj působí. Tedy:

$$F_g = m_b \cdot g = 1\,000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 9\,810 \text{ N} \quad (2)$$

Tato síla má ve všech případech stále stejný směr a to od těžiště k magnetickému středu Země. V tomto případě tedy bude uvažován směr od těžiště dolů kolmo na podložku.

Dále je nutno stanovit setrvačnou sílu, která bude na mechanismus působit při translačním pohybu vlivem urychlování pohybu břemene. Tuto sílu je opět možné spočítat podle vztahu (1). Hmotnost břemene zůstává stejná. Za zrychlení ale bude nyní dosazena hodnota maximálního požadovaného zrychlení, kterého by měl mechanismus při translačních pohybech dosahovat. Tato hodnota byla stanovena na $0,3 \text{ g}$, uvažována tedy bude hodnota $a_{tr} = 2,943 \text{ m/s}^2$. Setrvačná síla při translačním pohybu je tedy rovna

$$F_{tr} = m_b \cdot a_{tr} = 1\,000 \text{ kg} \cdot 2,943 \text{ m/s}^2 = 2\,943 \text{ N} \quad (3)$$

Působiště této síly je opět neměnné, tedy těžiště břemene. Oproti síle gravitační se ale v tomto případě bude měnit směr jejího působení. Konkrétní směr této setrvační síly je vždy proti translačnímu zrychlení, které je břemenu udáváno. Ve výpočtech silové a momentové



rovnováhy bude vždy translační pohyb uvažován jako přímočarý, rovnoměrně zrychlený. Proto je možné říci, že tato síla bude vždy působit i proti pohybu břemene. Je tak zřejmé, že je řešen extrémní případ, kdy je břemeno v každém bodě pohybu urychlováno maximálním požadovaným zrychlením.

Při vyjadřování zatížení vyvozeného od zrychlení při rotaci je nutné uvažovat jako setrvačný účinek nikoliv sílu, ale moment. Tento moment se spočítá podle vzorce:

$$M = I \cdot \varepsilon, \quad (4)$$

kde M [N·m] je moment vyvolaný na tělese o momentu setrvačnosti I [kg·m²] při zrychlování uhlovým zrychlením ε [rad/s]. Maximální požadované rychlení rotačního pohybu bylo stanoveno na hodnotu 100 °/s². Pro výpočet momentu, který na břemeno vlivem setrvačnosti působí je tak nutné toto zrychlení přepočítat do patřičných jednotek.

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 100 \text{ }^\circ/\text{s}^2}{180 \text{ }^\circ} = 1,745 \text{ rad/s}^2 \quad (5)$$

Dále je třeba stanovit moment setrvačnosti břemene I . Jak již bylo zmíněno a odůvodněno výše, kabina je pro potřeby výpočtu nahrazena homogenní koulí o poloměru 1 000 mm. Moment setrvačnosti I_b je tak možné spočítat dle vzorce

$$I_b = \frac{2}{5} \cdot m_b \cdot R_b^2 = \frac{2}{5} \cdot 1\,000 \text{ kg} \cdot (1 \text{ m})^2 = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6)$$

kde R_b [m] je poloměr břemene ve tvaru koule.

Takto vypočítaný moment setrvačnosti je však platný pouze pro rotaci kolem osy vedené středem plné koule. Využit tak bude pro výpočet sil při rotaci okolo osy Z. Pro výpočty rotací okolo os X a Y je nutno tento moment setrvačnosti přepočítat dle Steinerovy věty a to následovně:

$$I'_b = I_b + m_b \cdot h^2 = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 1\,000 \text{ kg} \cdot (1 \text{ m})^2 = 1\,400 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7)$$

kde h je vzdálenost skutečné osy rotace od osy procházející těžištěm, ke které je moment setrvačnosti přepočítáván.

Takto vypočtený moment setrvačnosti I'_b bude využit při výpočtu zatížení při rotaci kolem zbylých dvou os X a Y, kde je těžiště břemene vzdáleno od skutečné osy rotace o 1 m.

Tímto jsou tedy plně vyjádřeny všechny složky silového namáhání mechanismu jak vlastní tíhou břemene, tak i vlivem urychlování tohoto břemene. Jednotlivé síly budou následně využity v jednotlivých silových a momentových rovnicích pro výpočet normálových sil. Budou tvořit pravé strany těchto rovnic.

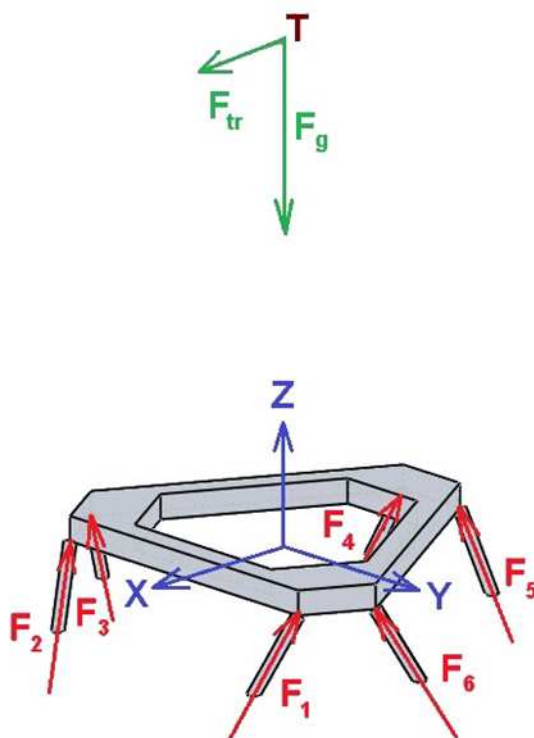
6.1.2 SESTAVENÍ ROVNIC SILOVÉ A MOMENTOVÉ ROVNOVÁHY

Samotný výpočet normálových sil byl, jak již bylo několikrát zmíněno výše, realizován pomocí tří rovnic silové a tří rovnic momentové rovnováhy. Tyto silové rovnice vyjadřují silové rovnováhy působících a normálových sil v PČHM v jednotlivých směrech tří os



souřadného systému přímo na myšlené platformě (souřadný systém viz obr. 20). Momentové rovnice vyjadřují rovnováhy momentů, které jsou způsobeny působením těchto sil, opět k těmto třem osám. V případě výpočtů zatížení vlivem urychlování břemene při jednotlivých rotacích podél zmíněných os to je rovnováha momentu vyvozeného setrvačností břemene a momentů, které toto zatížení vyvozuje jako reakci v podobě normálových sil v PČHM.

Prostorové uspořádání sil uvažovaných při tomto výpočtu je naznačeno na obrázku 21. Modře je zde naznačen neměnný souřadný systém, jehož počátek je situován do středu kružnice, na níž jsou rozloženy geometrické středy kloubů uchycených na platformu. Sestavování silových a momentových rovnic je vztaheno právě k tomuto souřadnému systému. Hnědým písmenem T je označena poloha těžiště uvažovaného břemene, které se nachází na obr. 21 v průsečíku sil F_g a F_{tr} . Tyto síly jsou označeny zeleně a graficky vyjadřují polohu a směr tíhové síly F_g a setrvačné síly vyvozené od translačního zrychlení působícího na břemeno F_{tr} . V této aktuální pozici a směru ukazuje působení této síly při zrychlování z neutrální polohy proti směru osy X.

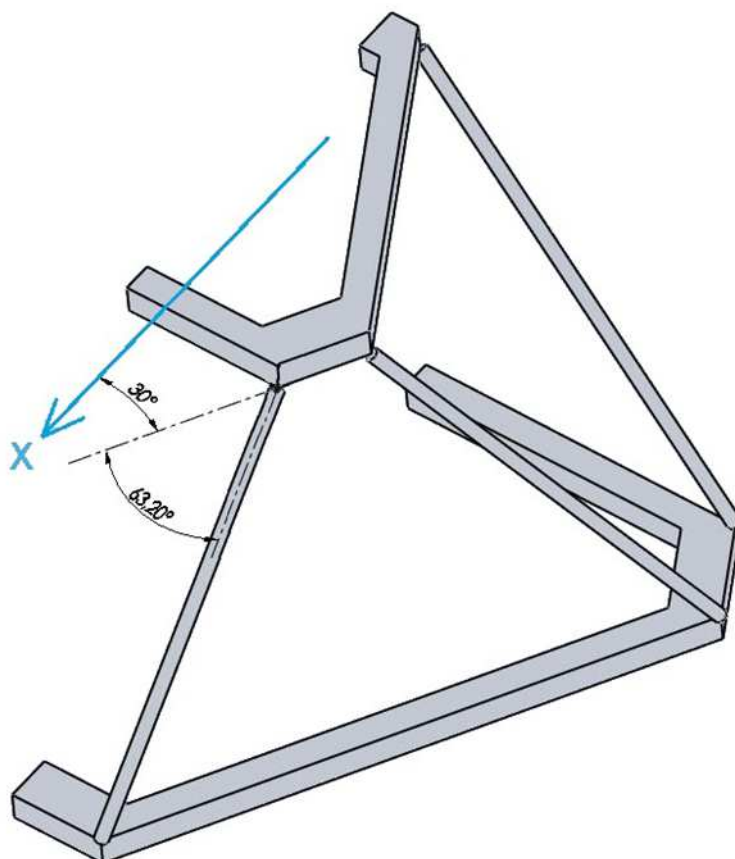


Obr. 21 Naznačení prostorového rozložení sil pro výpočet normálových sil v jednotlivých PČHM

Dále jsou na obrázku 21 naznačeny i síly F_1 až F_6 . Toto jsou hledané normálové síly v PČHM. Tyto síly působí ve směru os hydraulických válců a jejich dolní index označuje, číslo příslušného PČHM. Ve výpočtu je u těchto sil prvotně uvažována kladné znaménko pro směr vzhůru (tak jak je naznačeno na obr. 21).



V samotných rovnicích byly tyto síly rozloženy pomocí funkcí sinus a kosinus do patřičných směrů. Úhly, k tomuto rozkladu použité, jsou schematicky naznačeny na části prostorového rozložení hexapodu na obrázku 22. Zde konkrétně pro případ translace podél osy Y. Pro další pohyby se mírně liší, u rozkladů některých normálových sil některé z těchto úhlů nefigurují. Tyto úhly byly odměřovány a odvozeny z prostorové skici vytvořené v 3D CAD programu. Tím tak byla zaručena stoprocentní jistota, že hodnoty dosazované do silových a momentových rovnic jsou zcela správné a nezkrslují výsledky.



Obr. 22 Naznačení úhlů pro rozklad normálových sil do směru osy X

Jak již bylo řečeno výše, silová a momentová rovnováha byla sestavována postupně v konfiguracích v celém rozsahu pohyblivosti platformy. Konkrétně pro translaci podél os X a Z to bylo 200 mm (± 100 mm vzhledem k neutrální poloze) a pro rotaci kolem osy Y 32° (opět $\pm 16^\circ$ v obou směrech vůči neutrální poloze).

Celý rozsah pohybu nebylo nutno řešit při translaci podél osy Y a rotacích okolo os X a Z. V těchto třech případech byly silové a momentové rovnováhy řešeny vždy jen pro pohyb v jednom směru vůči neutrální ose. Při řešení v obou směrech by totiž vlivem symetrie mechanismu vycházely hodnoty stejné, jen vždy na opačném PČHM symetrické dvojice (zatížení vypočtené v jednom směru pohybu na PČHM 1 by vyšlo v opačném směru pohybu vůči neutrální ose a PČHM 2, podobně potom dvojice PČHM 3 a 6, 4 a 5).



Samotný výpočet soustav rovnic pro získání normálových sil v PČHM byl proveden v programu Mathcad. Sestavené rovnice momentové a silové rovnováhy se tak řešily cyklicky pouze se změnou dosazením patřičných úhlů ve funkcích sinus a kosinus a změnou příslušných ramen v momentových rovnováhách pro danou konfiguraci. Tyto rovnice byly řešeny pro případ pohybu v obou směrech vůči neutrální ose. Pro translaci byly síly počítány s krokem 5 mm posuvu podél konkrétní osy, tedy pro celý rozsah pohybu bylo řešeno celkem 82 konfigurací simulátoru. Rotace byly řešeny s krokem 1° natočení okolo patřičné osy, v celém rozsahu pohybu to tak znamená 66 konfigurací.

Vzhledem k tomu, že tak bylo silově analyzováno celkem 340 reprezentativních konfigurací simulátoru vyňatých ze základních pohybů, nebude zde uveřejněn kompletní výpis výpočtu, ale pouze zhodnoceny vybrané výsledky výpočtu. V příloze II je ukázka výpisu z tohoto výpočtu. Kompletní výpis výpočtu je na přiloženém CD.

6.2 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU NORMÁLOVÝCH SIL V PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORECH

Výše popsaným postupem výpočty byly pro každý pohyb získány sady výsledků F_1 až F_6 , které odpovídají příslušné konfiguraci simulátoru. Pro další postup návrhu hnacího hydraulického obvodu bylo nutné nalézt nejméně příznivé stavy simulátoru, tedy extrémy v normálových silách v PČHM. Z pohledu hydromotorů bylo stěžejní nalézt maximální sílu ve směru i proti směru výsuvu pístní tyče, kterou musí tyto hydromotory vyvodit. Nutné bylo sledování obou těchto extrémů, neboť maximální síla ve směru a protisměru výsuvu pístní tyče na hydraulickém PČHM se liší vlivem rozdílné ploch PČHM z obou stran.

Všechny získané výsledky byly podrobně analyzovány. Pomocí programu Microsoft Excel byly vykresleny všechny závislosti velikosti sil na pohybu platformy. Následně byly z těchto všech výsledků vybrány absolutní extrémy požadovaných tlačných a tažných sil na PČHM. Vzhledem k velkému rozsahu získaných výsledků zde bude podrobně rozebrán výsledek pouze jednoho reprezentativního pohybů a následně absolutní extrémy těchto sil.

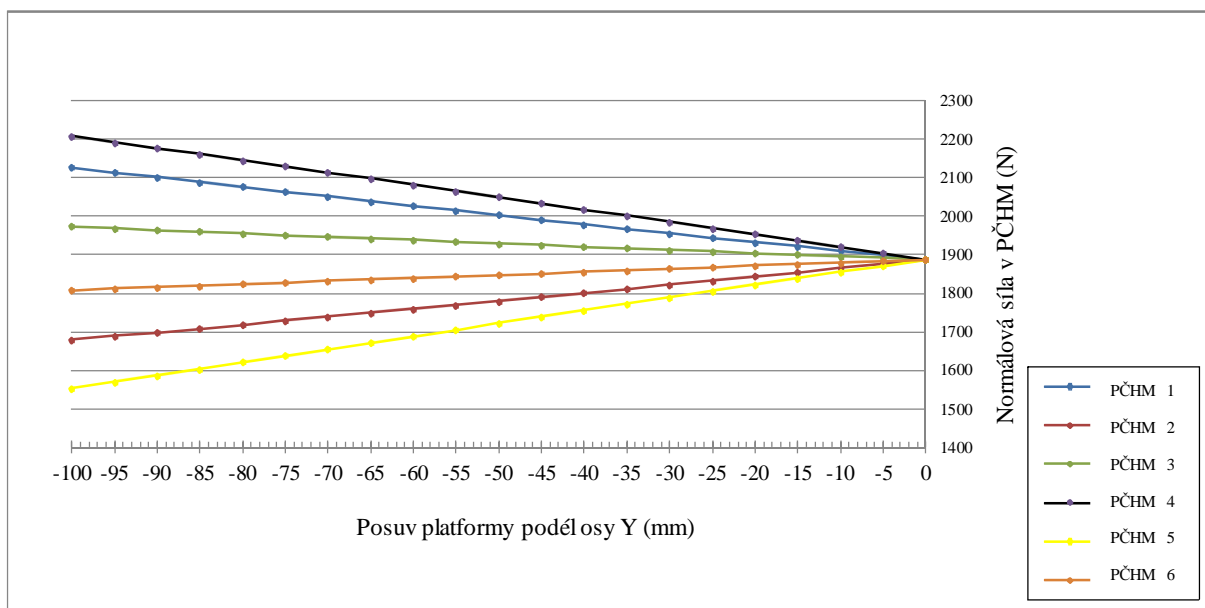
6.2.1 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PRO TRANSLACI PODÉL OSY Y

Jako první byl výpočet sestaven pro zjištění vlivu tíhy břemene na průběh normálových sil v PČHM. Jak již bylo uvedeno výše, vlivem symetrie konfigurace mechanismu stačilo spočítat normálové síly pouze pro pohyb jen v jednom směru vůči neutrální poloze. Hodnoty vypočtené např. pro PČHM 1 v pohybu podél záporného smyslu osy Y by byly stejné, jako hodnoty normálových sil v PČHM 2 při pohybu platformy kladným směrem osy Y. Podobně by tak také vycházely hodnoty PČHM 3 a 6, 4 a 5. Vzhledem k tomu, že byly hledány pouze absolutní extrémy normálových sil, takové zjednodušení plně vyhovuje. Tyto závislosti jsou znázorněny v grafu 1.

Výsledky splňují předpoklad, že PČHM, které se vlivem posuvu platformy vůči podložce sklápějí a svírají tak s platformou větší úhel, postupně ztrácí vliv na celkovou únosnost a síla v nich vyvozená klesá. V limitním případě, že by se dostaly do polohy, kde by s platformou svírali úhel 180° , by ztratili vliv na pohyb platformy a její únosnost úplně. K takovému stavu se však zvolená konfigurace v definovaných mezích pohybu zdaleka neblíží.

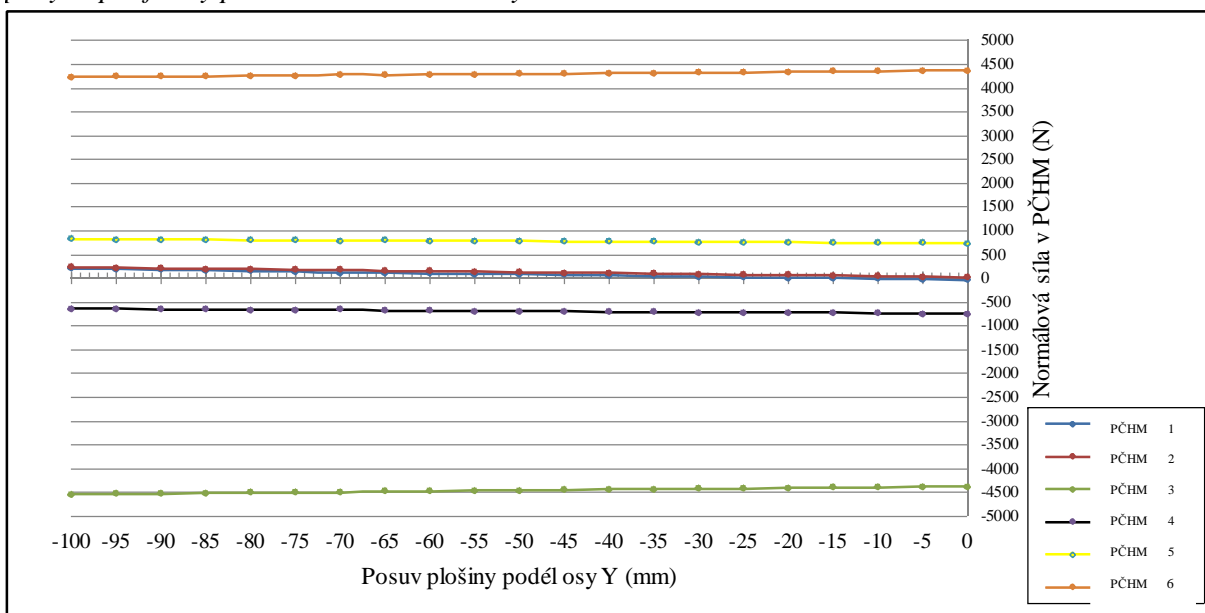


Graf 1 Průběh normálových sil v přímočarých hydromotorech vlivem působení tíhy břemene v závislosti na posuvu platformy



Dalším krokem bylo vyjádření vlivu síly od translačního zrychlení. Tento případ byl řešen pro oba směry pohybu, tedy od neutrální polohy proti kladnému směru osy Y, kdy setrvačná síla působila proti směru tohoto rovnoměrně zrychleného pohybu, tedy v kladném směru osy Y, a druhý případ pohybu od krajní polohy s výsuvem -100 mm směrem k neutrální poloze. V druhém případě působila setrvačná síla orientována naopak, tedy v záporném směru osy Y. Tyto výsledky jsou číselně v absolutních hodnotách stejné, jen při každém smyslu pohybu s opačnými znaménky mezi symetrickými dvojicemi PČHM (PČHM 1 a 2, 3 a 6...). Z tohoto důvodu je zde zobrazen pouze graf jedné z těchto závislostí. Konkrétně je to graf 2 pro pohyb proti kladnému směru osy Y.

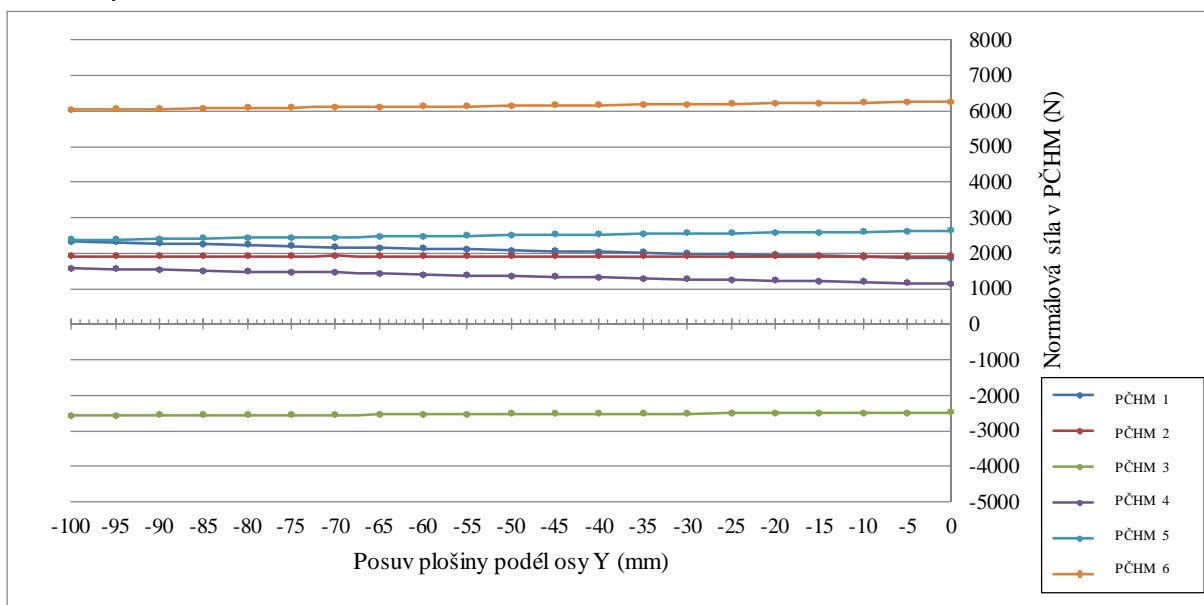
Graf 2 Průběh normálových sil v přímočarých hydromotorech vlivem translačního zrychlení při pohybu platformy proti kladnému směru osy Y





Celkový výsledek výpočtu normálových sil v PČHM je pro tento pohyb shrnut v grafu 3. Opět je zde dvojí řešení, podobně jako u výpočtu normálových sil vlivem translačního zrychlení pro pohyb v kladném smyslu osy Y a proti němu. Graf 3 ukazuje celkové normálové síly v PČHM při pohybu proti kladnému směru osy Y.

Graf 3 Průběh normálových sil v přímočarých hydromotorech při pohybu platformy proti kladnému směru osy Y



6.2.2 VYHODNOCENÍ EXTRÉMU NORMÁLOVÝCH SIL V PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORECH

Vzhledem k následnému návrhu hnacího hydraulického není zcela účelné zabývat se jednotlivými pohyby a studovat závislosti velikostí sil na konfiguraci simulátoru. Pro návrh hnacího hydraulického obvodu je klíčové identifikovat z mnoha možných konfigurací pouze ty, jež vyvolávají v PČHM nejextrémnější zatížení a na základě těchto stavů celý hnací obvod dimenzovat. Musí být takto dimenzovány všechny PČHM bez ohledu na jejich polohu v rozložení simulátoru, neboť tyto základní pohyby se mohou v skutečnosti realizovat i podél jiných os jinak zvoleného souřadného systému.

Dále tedy bylo nutno všechny vypočtené síly všech pohybů důkladně projít a nalézt absolutní extrémy. Extrémy normálových sil vyvozených translačními pohyby platformy jsou uvedeny v tabulce 1. Zjišťovány byly extrémy pro každý v i proti kladnému směru každé osy. Sloupec Pozice udává, při jakém posuvu platformy daný extrém nastal. Číslování PČHM opět odpovídá číslování uvedenému výše, viz obrázek 20.



Tab. 2 Extrémy normálových sil v přímočarých hydromotorech při translačních pohybech platformy

Pohyb	Směr	Extrém	Hodnota (N)	PČHM	Pozice (mm)	
Translace X	+ X	Maximum	4527	4, 5	100	
		Minimum	-1065	1, 2	0	
	- X	Maximum	5102	1, 2	100	
		Minimum	-779	4, 5	-100	
Translace Y	+ Y	Maximum	6512	3	-100	*
		Minimum	-2486	6	0	**
	- Y	Maximum	6262	6	0	**
		Minimum	-2566	3	-100	*
Translace Z	+ Z	Maximum	2550	všechny	-100	
		Minimum	2387	všechny	100	
	- Z	Maximum	1373	všechny	-100	
		Minimum	1285	všechny	100	

* Stejný extrém nastává také i na PČHM 6 při pohybu opačným směrem.

** Stejný extrém nastává také i na PČHM 3 při pohybu opačným směrem.

Podobně jsou také shrnuty extrémy normálových sil v PČHM vznikající vlivem základních rotačních pohybů platformy. Tyto extrémy jsou zobrazeny v tabulce 2. V této tabulce jsou červeně zvýrazněny dvě hodnoty normálových sil. Tyto hodnoty představují absolutní extrémy normálových sil vznikajících vlivem základních pohybů platformy. Hodnota 7 466 N představuje maximální sílu na PČHM ve směru výsuvu písní tyče, naopak hodnota -3 304 N představuje maximální sílu na PČHM proti směru výsuvu písní tyče o hodnotě 3 304 N.

Tab. 3 Extrémy normálových sil v přímočarých hydromotorech při rotačních pohybech platformy

Pohyb	Směr	Extrém	Hodnota (N)	PČHM	Pozice (°)	
Rotace X	+ X	Maximum	4189	1	0	***
		Minimum	-413	2	0	****
	- X	Maximum	7320	2	16	****
		Minimum	-3210	1	16	***
Rotace Y	+ Y	Maximum	7466	4, 5	-16	
		Minimum	-859	3, 6	-16	
	- Y	Maximum	4787	3, 6	16	
		Minimum	-3304	4, 5	16	
Rotace Z	+ Z	Maximum	3072	1, 3, 5	0	
		Minimum	704	2, 4, 6	0	
	- Z	Maximum	3072	2, 4, 6	0	
		Minimum	704	1, 3, 5	0	

*** Stejný extrém nastává také i na PČHM 2 při pohybu v opačném smyslu.

**** Stejný extrém nastává také i na PČHM 1 při pohybu v opačném smyslu.



7 VÝPOČET PRACOVNÍCH RYCHLOSTÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Po stanovení maximálních normálových sil v PČHM je dalším nutným krokem k získání důležitých parametrů pro dimenzování hnacího hydraulického obvodu zjištění pracovních rychlostí výsuvu PČHM. Zde je totiž také významné omezení přímočarých hydromotorů.

Vzhledem k velkému rozsahu pracovních pohybů a tak k předpokladu velmi rozsáhlého a komplikovaného výpočtu v případě, že by se tato úloha řešila komplexně, bylo přistoupeno ke zjednodušení. Komplexní řešení této problematiky by, podobně jako komplexní řešení silového zatížení, přesahovalo rozsah diplomové práce.

Pro každý PČHM tak byl vybrán pohyb, během něhož koná PČHM nejdelší rozsah zdvihu mezi krajními polohami pohybu platformy. Byl totiž přijat předpoklad, že pokud koná PČHM delší zdvih, bude také při přímočarém rovnoměrně zrychleném pohybu tento PČHM déle zrychlovat a dosáhne tak vyšší rychlosti. Vzhledem k prostorovému rozložení hexapodu, kde PČHM ve zvolených pracovních rozsazích nepřecházejí přes svislou pozici do opačného odklonu, se nepředpokládá porušení tohoto předpokladů.

Tento výběr vychází z tabulky 1, kde jsou uvedeny délky PČHM včetně zdvihu. Vybrané pohyby jsou uvedeny v tabulce 4. Zde je uvedeno pro každý PČHM, při jakém pohybu koná největší rozsah zdvihu a hodnota tohoto rozsahu v milimetrech.

Tab. 4 Pohyby s největšími rozsahy zdvihů jednotlivých přímočarých hydromotorů

PČHM	PČHM 1	PČHM 2	PČHM 3	PČHM 4	PČHM 5	PČHM 6
Pohyb	Translace Z	Translace Z	Rotace X	Rotace Y	Rotace Y	Rotace X
Rozsah zdvihu (mm)	172,93	172,93	179,28	187,21	187,21	179,28

Výpočet pracovních rychlostí byl sestaven a vyhodnocen pro všechny tyto tři pohyby. Dále zde však bude podrobněji rozebrán pouze jen z těchto výpočtů.

7.1 VÝPOČET PRACOVNÍCH RYCHLOSTÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ PŘI TRANSLACI PODÉL OSY Z

Výpočty byly provedeny pro teoretický extrémní případ, kdy platforma během pohybu z krajní polohy až k neutrální poloze zrychluje konstantním zrychlením, jehož hodnota je rovna maximálnímu požadovanému. Druhá polovina pohybu platformy (od neutrální polohy do druhé krajní) je naopak se stejným zrychlením brzděna.

Prvním krokem výpočtu bylo stanovit závislost rychlosti na dráze (poloze platformy) při konstantním zrychlení, jelikož čas je v tomto případě veličina, se kterou nelze při výpočtu operovat.

Pro přímočarý rovnoměrně zrychlený pohyb platí všeobecně známé vzorce (8) a (9), které lze získat integrováním konstantního zrychlení a , kde v je rychlost, t je čas a s je dráha tělesa, vykonána za těchto podmínek.



$$v = a \cdot t \quad (8)$$

$$s = \frac{1}{2} a \cdot t^2 \quad (9)$$

Z těchto vztahů lze eliminovat čas a vyjádřit tak hledanou závislost rychlosti na dráze, ze které byly počítány rychlosti platformy:

$$v = \sqrt{2 \cdot a \cdot s} \quad (10)$$

Vektor rychlosti výsuvu PČHM má pochopitelně nositelku totožnou s pomyslnou osou jednotlivých PČHM. Proto pro výpočet této rychlosti bylo nutno rychlost platformy ještě dělit sinem příčného úhlu. Konkrétně pro neutrální polohu je to úhel 60° , který je naznačen na obrázku 18. Rychlost výsuvu PČHM tak vychází o něco vyšší, než rychlost celé platformy.

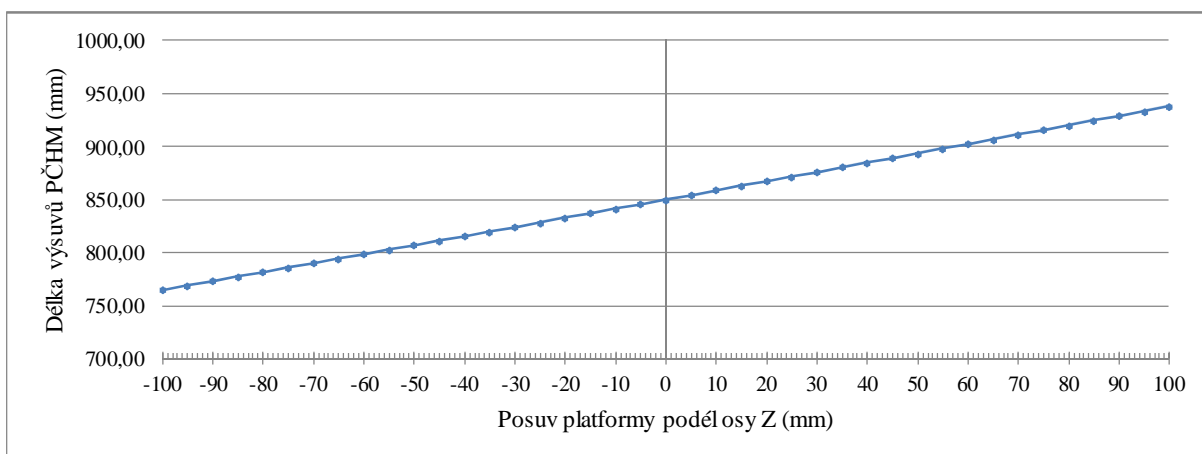
Stejným způsobem bylo vypočteno i zrychlení výsuvů PČHM. Celkové zrychlení platformy bylo v rozsahu poloviny pohybu uvažováno na maximální požadované hodnotě $0,3\text{ g}$, tedy přibližně $2,943\text{ m/s}^2$. Druhá polovina pohybu byla uvažována se stejným záporným zrychlením, tedy byla touto hodnotou brzděna.

Tímto byl vypočítán teoretický extrémní případ, kdy může platforma a PČHM nabýt nejvyšší možné rychlosti. Vzhledem k charakteru využívání konstruovaného zařízení však budou PČHM dosahovat těchto rychlostí spíše výjimečně. Ze zkušeností je zřejmé, že častěji bude platforma konat pohyby na menší dráze a s menším zrychlením a tím pádem bude dosahovat i menších rychlostí. Také náběh zrychlení bude mít spíše pozvolnější charakter. Nezanedbatelnou část pracovní doby budou také PČHM pouze nést váhu břemene (kabiny).

Tento výpočet byl opět proveden pro dva případy. V prvním případě je uvažován pohyb platformy ze spodní krajní polohy nahoru, druhým případem byl pohyb shora dolů. Samotný výpočet byl realizován opět v programu Mathcad. V příloze III je ukázka výpisu tohoto výpočtu. Kompletní výpis je na přiloženém CD.

Graf 4 ukazuje délky PČHM včetně zdvihů v průběhu posuvu platformy podél osy Z. Vzhledem k symetrii hexapodu jsou všechny tyto délky stejné pro všechny PČHM.

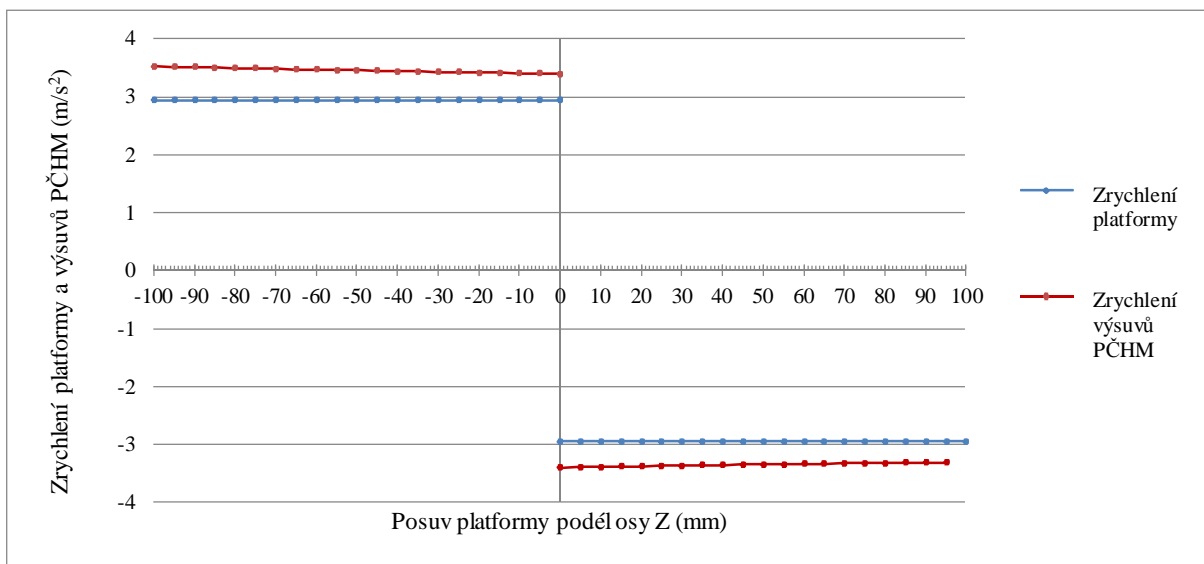
Graf 4 Délky přímočarých hydromotorů včetně zdvihů v závislosti na posuvu platformy podél osy Z





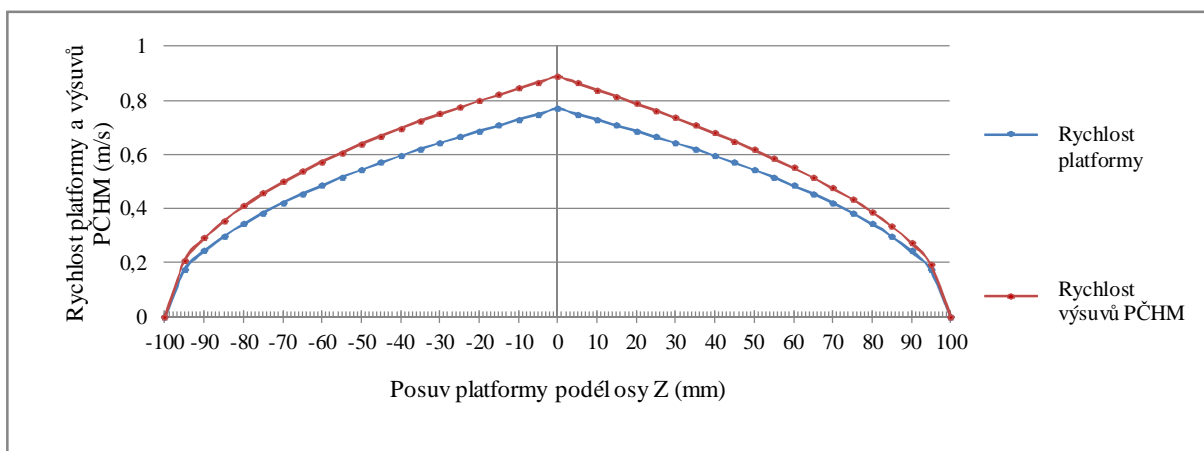
V graf 5 je modře naznačeno uvažované zrychlení platformy a červeně vypočtené zrychlení výsuvů PČHM, které tomu odpovídá.

Graf 5 Zrychlení platformy a výsuvů přímočarých hydromotorů při pohybu platformy směrem vzhůru



Graf 6 ukazuje průběh vypočtené rychlosti platformy a výsuvů PČHM v celém rozsahu pohybu podél osy Z. Maximální vypočtená rychlosti je dosaženo při průchodu neutrální polohou a v obou případech má hodnotu 0,767 m/s pro platformu a 0,886 m/s pro výsuv PČHM. Průběh rychlostí při pohybech směrem nahoru a shora dolů se liší pouze nepatrně, proto je zde uveden pouze jeden případ.

Graf 6 Rychlosti platformy a výsuvů přímočarých hydromotorů při posuvu podél osy Z zdola nahoru



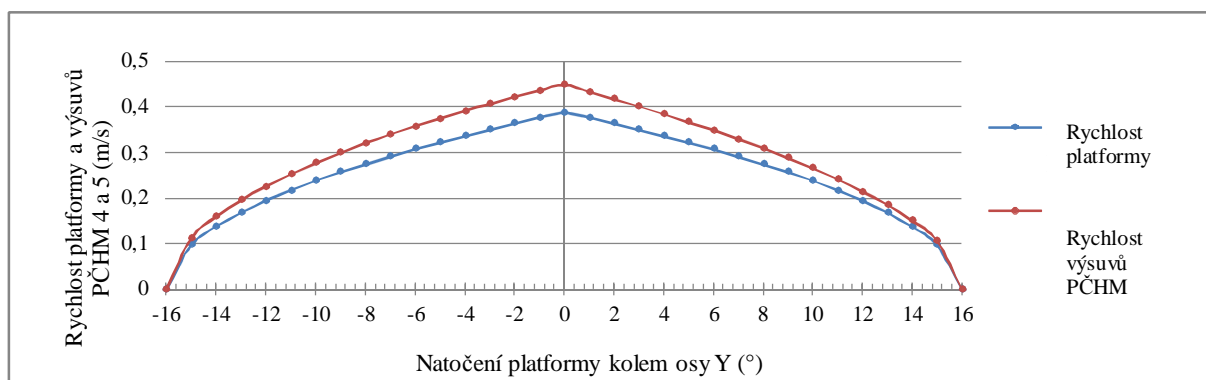


7.2 VYHODNOCENÍ VÝPOČTU PRACOVNÍCH RYCHLOSTÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

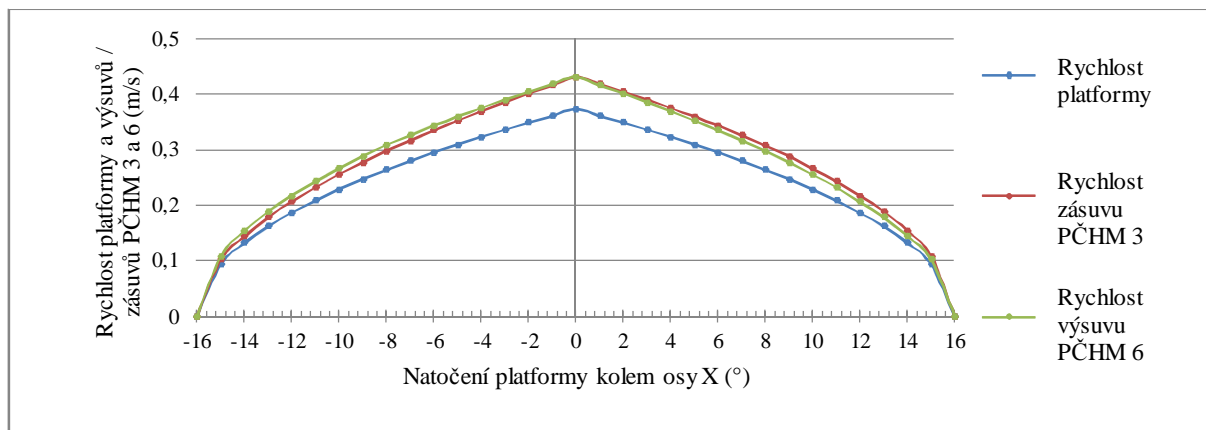
Jak již bylo naznačeno v textu výše, byly rychlosti výsuvů PČHM počítány ještě pro další dva pohyby, které jsou uvedeny v tabulce 4. Rychlosti PČHM 4 a 5 pro rotaci okolo osy Y a rychlost výsuvů PČHM 3 a 6 pro rotaci okolo osy X byly počítány podobným způsobem, jako výše uvedený výpočet pro translaci podél osy Z. Rozdíl byl pouze v tom, že bylo nutno požadované zrychlení přepočítat na zrychlení úhlové s jednotkami [rad/s] a z něj byla získána úhlová rychlost platformy při rotaci. Konečná hodnota rychlosti výsuvu PČHM tak byla opět vypočtena pomocí funkcí sinus a kosinus a graficky vyjádřena v závislosti na pootočení platformy okolo patřičné osy. Rychlost platformy je v tomto případě obvodová rychlost platformy v místě uchycení kloubu patřičného PČHM.

Protože celý výpis tohoto výpočtu by nebylo možné v této práci vzhledem k rozsahu publikovat, je na níže uvedených grafech 7 a 8 ukázána závislost těchto rychlostí na natočení platformy. Pohyb rotace kolem osy Y byl propočítán pro dva případy, kdy je natočení platformy realizováno kladným i záporným směrem. Rotace kolem osy X byla spočítána pouze pro jeden případ, neboť díky symetrii hexapodu by vycházely stejné výsledky pouze na druhém PČHM.

Graf 7 Rychlosti platformy a výsuvů PČHM 4 a 5 při rotaci kolem osy Y v kladném směru



Graf 8 Rychlosti platformy a výsuvů / zásuvů PČHM 3 a 6 při rotaci kolem osy X v kladném směru





Jak je vidět z grafů 7 a 8, obvodová rychlost platformy v místě uchycení horních kloubů PČHM, jejich rychlost výsuvu byla počítána, nedosahuje takových hodnot, jak rychlost platformy při translaci podél osy Z. Při rotaci kolem osy X dosahuje platforma nejvyšší obvodové rychlosti v místě uchycení kloubů 3 a 6 hodnoty 0,373 m/s. PČHM 3 a 6 tak mají maximální pracovní rychlost výsuvu 0,431 m/s.

Při rotaci kolem osy Y dosahuje platforma maximální obvodové rychlosti 0,388 m/s v místech uchycení horních kloubů PČHM 4 a 5. PČHM 4 a 5 tak mají maximální pracovní rychlost výsuvu rovnu hodnotě 0,433 m/s.

Nejvyšší pracovní rychlost výsuvu je tak na PČHM vyvozena při translaci podél osy Z a její hodnota je 0,886 m/s. Na tuto rychlost bude nutné dimenzovat celý hnací hydraulický obvod a zejména pro tuto rychlost vybrat odpovídající přímočarý hydromotor, který by touto pracovní rychlostí byl schopen pracovat.



8 NÁVRH HYDRAULICKÉHO HNACÍHO OBVODU

Postupy popsány v předešlých kapitolách 5.1 Kontrola rozsahu pohyblivosti zvoleného prostorového rozložení hexapodu, 6 Analýza silového zatížení v přímočarých hydromotorech a 7 Výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů byly získány základní parametry pohybů důležité pro následný návrh hydraulického hnacího obvodu. Těmito parametry jsou zejména potřebné zdvihy PČHM stanovené pro všechny analyzované pohyby, síly, jimiž budou PČHM při výkonu funkce namáhány a byly vypočteny i pracovní rychlosti při extrémních pohybech.

Těmito postupy bylo získáno velké množství dat vztahujících se jednak ke konkrétním PČHM, tak i ke konkrétním vykonávaným pohybům. Při následném návrhu hnacího obvodu však již nebude účelné pracovat s těmi daty jako celkem. Dále budou uvažovány pouze konkrétní extrémní hodnoty, na které bude nutno dimenzovat celý obvod, protože výše popsané pohyby mohou být v praxi realizovány i v jiném souřadném systému.

Vzhledem k rozsahu této diplomové práce se návrh hydraulického hnacího obvodu omezí pouze na koncepční řešení, jehož součástí bude především sestavení hydraulického schématu a výběr vhodných základních prvků obvodu. Hydraulický hnací obvod tedy nebude řešen zcela dopodrobna. Doplnkové prvky jako nádrž, chladič a propojování jednotlivých prvků by byly předmětem dalšího budoucího vývoje simulátoru s tímto pohonem. Stejně tak pohon a řízení toho obvodu. Tento rozsah byl sjednán s vedoucím diplomové práce.

8.1 VOLBA PRACOVNÍHO TLAKU HYDRAULICKÉHO HNACÍHO OBVODU

Prvním krokem při návrhu hydraulického obvodu je volba pracovního tlaku. Na základě stanoveného pracovního tlaku budou dále vybírány hydromotory.

Jak je uvedeno v [3], výhodami vyššího pracovního tlaku je především:

- Vyšší hustota přenášené energie
- Z toho plynoucí menší velikost hydromotorů a dalších prvků obvodu
- Vyšší hospodárnost

Naopak nevýhody, které vyšší pracovní tlak přináší, jsou v [3] shrnuty:

- Vyšší průsaky
- Vyšší tlakové špičky
- Vyšší energie při nehodě

Tato volba je dále ovlivněna zejména dostupnými hydrogenerátory, které musí být schopny takový tlak do obvodu dodávat, a dostupnými hydromotory, které musí být na tyto tlaky dimenzovány.

V [3] je dále uvedeno rozpětí 6 až 16 MPa jako rozpětí pracovních tlaků používaných u stabilních průmyslových zařízení.

Vzhledem k charakteru daného problému a k vyšším hodnotám zatížení i pracovních rychlostí, kterým bude podle výpočtu zařízení vystaveno, se jeví jako vhodnější alternativou



vyšší pracovní tlak. Využít by se tak mohlo zejména první uvedené výhody, tedy vyšší hustoty přenášené energie. Byl tedy zvolen pracovní tlak o hodnotě 16 MPa.

8.2 ZÁKLADNÍ VÝPOČTY A VÝBĚR PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

8.2.1 VÝPOČET JMENOVITÝCH ROZMĚRŮ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Před výběrem vhodného PČHM je nejprve nutné stanovit jeho jmenovité rozměry. Tyto jmenovité rozměry jsou v podstatě minimální možné rozměry, kterých musí PČHM nabývat, aby mohl spolehlivě plnit svoji funkci. Při následném výběru konkrétního PČHM tak bude nutno vybrat PČHM o těchto rozměrech, případně větších.

Níže uvedené vzorce vycházejí ze všeobecně známých rovnic hydrostatiky. Tyto vzorce jsou uvedeny [3], kde jsou vzorce doplněny o koeficienty, které umožňují používání v dané praxi vžitých jednotek.

Nutné je stanovení požadované plochy pod pístem a mezikruží pod pístem. Tyto hodnoty se získají přepočtem z maximálních sil působících ve směru i proti směru výsuvu pístní tyče, která byla pro PČHM vypočtena při analýze silového zatížení v PČHM a jejich extrémy jsou uvedeny v kapitole 6.2.2. Jak ukazuje tabulka 3, jako absolutní extrém síly působící ve směru výsuvu pístní tyče byla vypočtena hodnota 7 466 N. Absolutní extrém síly působící proti směru výsuvu pístní tyče je proti tomu 3 304 N. Pro PČHM tedy musí být splněna rovnice uvedená v [3]:

$$F = p \cdot S \quad (11)$$

kde F [N] je síla na PČHM, p [MPa] je pracovní tlak v PČHM a S [mm²] je plocha pístu.

Ze vzorce (11) tedy lze vyjádřit plochu pístu jako:

$$S = \frac{F}{10^2 \cdot p} \quad (12)$$

Nejprve se za F ve vzorci (12) dosadí maximální síla ve směru výsuvu pístní tyče a získá se tím plocha nad pístem. Po dosazení maximální síly působící proti směru výsuvu pístní tyče se naopak dostane plocha mezikruží pod pístem. Minimální potřeba plocha nad pístem tak při výpočtu vyšla $S_1 = 466,6 \text{ mm}^2$, plocha mezikruží pod pístem vyšla $S_2 = 206,5 \text{ mm}^2$. Pomocí známých vzorců pro výpočet obsah kruhu a mezikruží je možno vyjádřit potřebný minimální průměr pístu D a pístní tyče d jako:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 466,6 \text{ mm}^2}{\pi}} = 24,4 \text{ mm} \quad (13)$$

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{(24,4 \text{ mm})^2 - \frac{4 \cdot 206,5 \text{ mm}^2}{\pi}} = 18,2 \text{ mm} \quad (14)$$

Tím jsou tedy stanoveny minimální průměry pístu a pístní tyče. K těmto základním rozměrům důležitých při volbě PČHM lze přiřadit i potřebný rozsah zdvihu. Ten byl získán



postupem popsaným v kapitole 5.1 při kontrole rozsahu pohyblivosti zvoleného prostorového rozložení hexapodu.

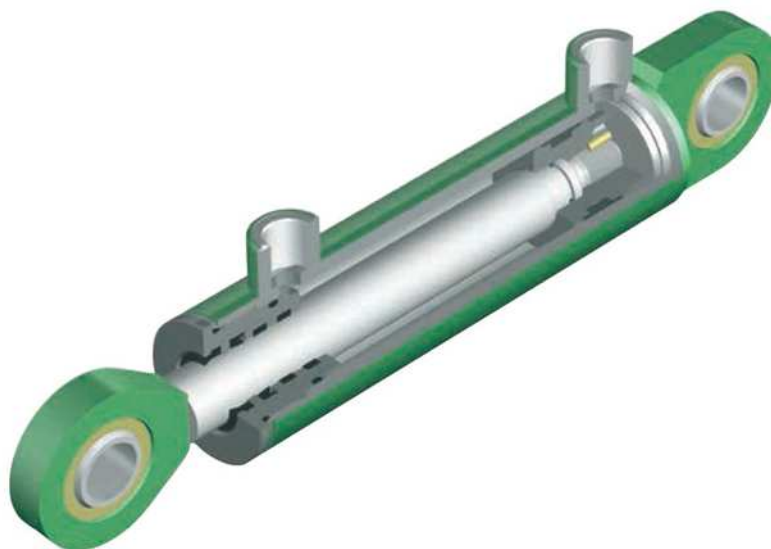
Největší rozsah zdvihu od jedné krajní polohy platformy do druhé při konání základních pohybů byl zjištěn při rotaci okolo osy Y, kdy je celkový zdvih při tomto pohybu na PČHM 4 a 5 roven 187,21 mm. K této hodnotě je třeba ještě přičíst minimálně 50 mm jako rezervu při plné výsuvu a dalších 50 mm při plném zásuvu. Dohromady tak je po zaokrouhlení požadován maximální zdvih rovem hodnotě 300 mm. Zvolený PČHM by se měl také co nejvíce blížit smluveným rozměrům PČHM, popsaným v kapitole 5.

8.2.2 VOLBA PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Jako potenciální dodavatel PČHM byla zvolena firma HYDRAULICS s.r.o. sídlící v Sehradcích. Jedná se o jednoho z největších domácích výrobců PČHM, který nabízí velké množství rozličných katalogových PČHM. Velkou výhodou je také možnost individuální úpravy PČHM, případně zakázkové výroby PČHM na míru v této společnosti.

Všechny katalogové PČHM od firmy HYDRAULICS s.r.o. však mají maximální pracovní rychlost 0,5 m/s (při výpočtu pracovních rychlostí, kapitola 7, však vyšla maximální pracovní rychlost 0,886 m/s). Po konzultaci se zaměstnanci firmy HYDRAULICS s.r.o. byla zvolena řada pístů ZH1 (obrázek 23), kde je možno na přání provést úpravy pro maximální pracovní rychlost výsuvu pístu 1 m/s.

Jedná se o dvojčinný PČHM bez tlumení v koncových polohách. Jmenovitý pracovní tlak těchto PČHM je 16 MPa, maximální tlak 20 MPa.



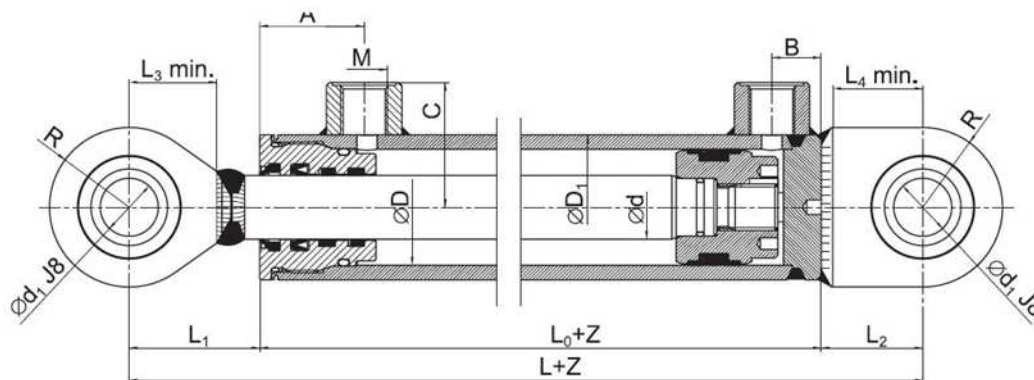
Obr. 23 Přímočarý hydromotor od firmy Hydraulics s.r.o. řady ZH1 [11]

Vzhledem ke zvolenému prostorovému rozložení hexapodu (viz kapitola 5) bylo nutno zvolit PČHM s většími rozměry, než bylo spočítáno v 8.2.1. PČHM s průměry pístu a pístní



tyče blízkými těm, které byly vypočteny v předchozí kapitole, by totiž neposkytovaly tak velké zdvihy a z pohledu celého prostorového rozložení hexapodu byly příliš krátké.

Jako nejvhodnější byl vybrán PČHM ZH1 – 50/32x440, kde v tomto značení má první číslice význam průměru pístu v mm (rozměr ϕD na obrázku 24), druhá číslice značí průměr pístní tyče (rozměr ϕd) a poslední rozměr vyjadřuje zdvih.



Obr. 24 Rozměry PČHM firmy Hydraulics s.r.o. řady ZH1 [11]

Rozeř L je konstantní hodnota 190 mm. Konkrétní potřebný zdvih byl upřesněn po navržení uložení kloubů. Tento zdvih má vyšší hodnotu, než je minimální požadovaný na hodnotě 300 mm, tak, aby měl píst v zasunutém stavu patřičnou délku vyhovující zvolenému prostorovému rozložení hexapodu. Využívat se však bude jen zmíněných 300 mm. Cena nabízená firmou HYDRAULICS s.r.o. za takovýto PČHM je přibližně 5 500 Kč.

V tomto případě bude požadováno vyhotovené bez standardně dodávaných ok na obou koncích, neboť bude nutno navrhnout speciální uchycení vyhovující pohybové náročnosti simulátoru.

8.3 VÝPOČET PRŮTOKŮ HYDROMOTORŮ

Pro další výběr hydrogenerátoru je nezbytné vypočítat průtoky hydromotorů. Tlaková kapalina by měla být do hydraulického hnacího obvodu dodávána regulačním hydrogenerátorem, kde by byly průtoky jednotlivých motorů řízeny na základě aktuálních požadavků na pohyb platformy a tím i požadavků na výsuvy jednotlivých hydromotorů. Regulační hydrogenerátory by byly schopny plynule regulovat průtok prakticky od nuly až po maximální požadovanou hodnotu.

Z tohoto pohledu je nutné dimenzovat hydraulický hnací obvod na nejméně příznivé pracovní podmínky, tedy na nejvyšší teoreticky možný požadovaný průtok. Ten je počítám opět jednoduše podle vzorce vycházejícího z hydrostatiky [3]:

$$Q = \frac{S \cdot v}{10} \quad (15)$$

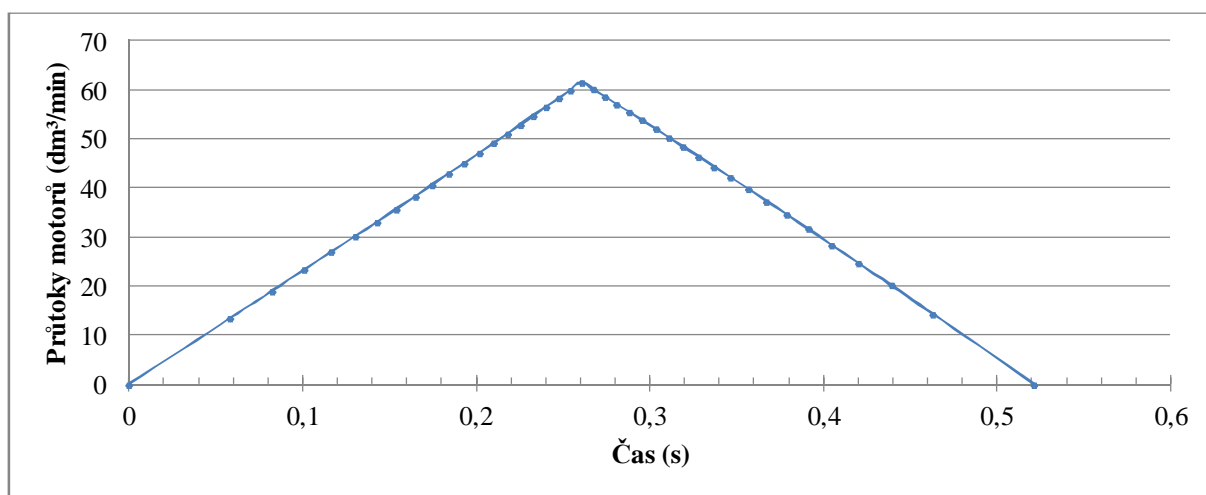


kde Q [dm^3/min] je průtok hydromotorem, S [cm^2] je plocha průřezu uvnitř hydromotoru, v [m/min] je rychlost výsuvu hydromotoru a číslo 10 ve jmenovateli představuje konstantu, která upravuje použité jednotky.

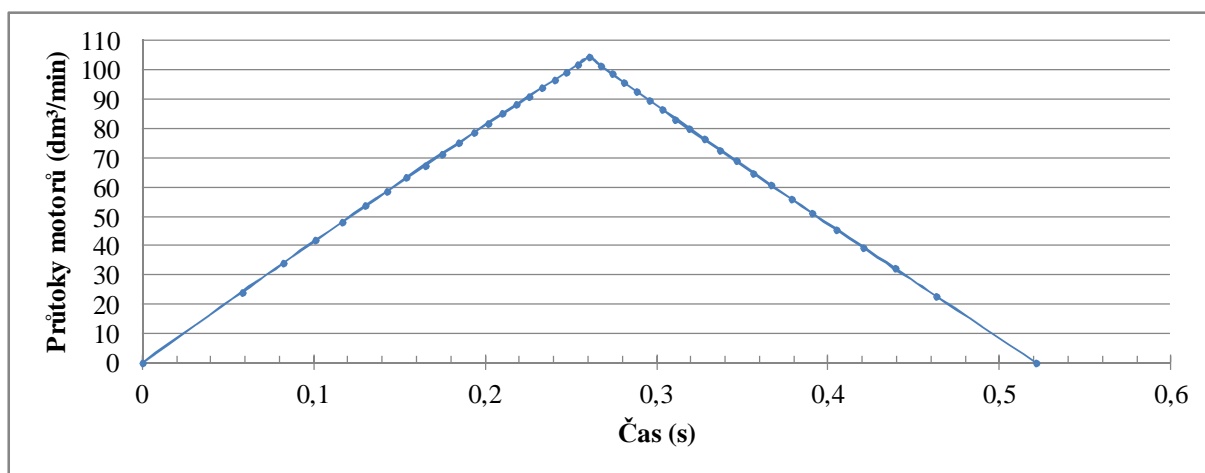
Ze vztahu (15) je zřejmé, že největší průtok hydromotorem nastane při nejvyšší požadované rychlosti zdvihu (extrém rychlosti v) a při vysouvání pístu (vyšší ze dvou možných hodnot plochy průřezu S).

Z výše uvedených důvodů tak byly průtoky hydromotorů počítány pouze u pohybu translace podél osy Z, neboť při tomto pohybu dosahují rychlosti výsuvů PČHM své extrémy (viz kapitola 7 Výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů). Výsledky ukazují grafy 9 a 10, na kterých jsou znázorněny odběrové diagramy hydromotorů při translaci platformy podél osy Z jako funkce průtoku v závislosti na čase.

Graf 9 Odběrový diagram hydromotorů při pohybu platformy podél osy Z shora dolů



Graf 10 Odběrový diagram hydromotorů při pohybu platformy podél osy Z zdola nahoru





Největší průtok hydromotorem je tedy skutečně nutné realizovat při posuvu platformy podél osy Z směrem zdola nahoru. Nejvyšší potřebný průtok má hodnotu $104,34 \text{ dm}^3/\text{min}$. Jde o hodnotu značně vysokou, která však reálně vychází z požadavků na dynamiku navrhovaného simulátoru. Na základě této hodnoty je však již nyní možné konstatovat, že požadavek firmy Saab na celkový příkon hnacího hydraulického obvodu o hodnotě 10 kW nebude možné splnit. Naopak bude nutné tuto hodnotu několikanásobně přesáhnout. Je tedy patrné, že tento požadavek byl zcela nereálný.

8.4 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO HNACÍHO OBVODU A JEHO PRVKY

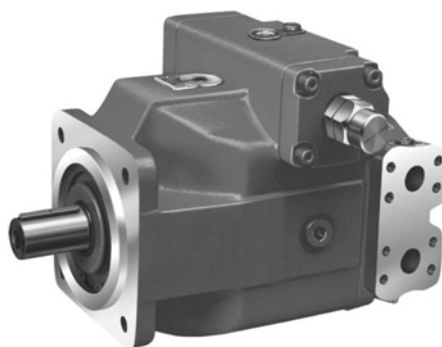
8.4.1 VOLBA HNACÍHO HYDROGENERÁTORU

Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole, základem hydraulického hnacího obvodu bude regulační hydrogenerátor. Tato volba se jeví jako velmi výhodná z pohledu variability řízení průtoku, který se bude při různých rychlostech konání jednotlivých pohybů značně lišit, a také z pohledu ekonomiky provozu.

Ze zkušeností s provozem podobných simulátorů je totiž zřejmé, že značnou část doby provozu simulátoru je platforma s připevněnou kabinou v klidu nebo je její pohyb mírný. V takovém případě a i v řadě dalších by byl velmi neekonomický provoz na konstantní maximální průtok, kdy by se vyvozená energie pouze mařila v chladiči či na jiných prvcích. Při použití regulačního hydrogenerátoru by v takovémto případě byl průtok velmi malý nebo až nulový a tím i značně snížený odebíraný příkon.

Hydraulický hnací obvod bude vzhledem k velkým pohybovým požadavkům na simulátor a ke zrychlením, které jsou při těchto pohybech očekávány, značně dynamicky namáhán. Z tohoto pohledu se jeví jako velmi příznivá varianta použití pístového regulačního hydrogenerátoru.

Vzhledem k výše uvedenému byl tedy pro pohon přímočarých hydromotorů zvolen axiální pístový regulační hydrogenerátor značky Rexroth A4 VSG 71. Jednotkový objem toho hydrogenerátoru je možné variabilně měnit s tím, že maximální hodnotou je 71 cm^3 . Tímto lze při otáčkách 1500 min^{-1} dosáhnout průtoku až $107 \text{ dm}^3/\text{min}$, což je vzhledem k výše vypočteným hodnotám zcela vyhovující.



Obr. 25 Axiální pístový regulační hydrogenerátor Rexroth A4 VSG 71 [12]



8.4.2 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO HNACÍHO OBVODU

Typickým využitím regulačních hydrogenerátorů jsou uzavřené hydraulické obvody. V takovýchto obvodech není hydrogenerátorem vytlačena kapalina, která předala tlakovou energii hydromotoru, odváděna přímo do nádrže, ale je vedena opět do sání hydrogenerátoru. V takovémto případě lze efektivně využít vlastností regulačních hydrogenerátorů, především pak možnost reverzace směru průtoku a tímto řízená změna smyslu pohybu hydromotoru. [5]

Kapalina tedy v takovýchto okruzích není odváděna přímo do nádrže po předání tlakové energie v hydromotoru. Je však do nádrže odváděna vyplachovací částí obvodu a dále potom vlivem netěsností na jednotlivých prvcích. Vzhledem k faktu, že regulační hydrogenerátory v uzavřených obvodech nejsou samonasávací (nenasávají pracovní kapalinu přímo z nádrže), je zde nutnost použití pomocného hydrogenerátoru, které do obvodu dodává pracovní kapalinu a tím i kryje zde zmíněné ztráty kapaliny.

U uzavřených hydraulických obvodů je však nutno dodržet podmínku rovnosti průtoků v sací a výtlačné větvi. Tato podmínka je dodržena při použití rotačních hydromotorů, ale není splněna při využití přímočarého hydromotoru s jednostrannou pístnicí vzhledem k tomu, že plocha nad a pod pístem je rozdílná a tím i rozdílný průtok v obou větvích obvodu. Konstrukčně je tento fakt možno vyřešit přidáním dalšího hydrogenerátoru, který do obvodu dodává množství kapaliny chybějící vlivem vysouvání hydromotoru. Dále bude tento hydrogenerátor označován jako doplňovací. Tomuto řešení se říká polouzavřený hydraulický obvod a bude v tomto návrhu využito. [5]

Kompletní schéma hydraulického hnacího obvodu je zobrazeno v příloze IV. Část tohoto schématu byla převzata z [12] a následně upravena a doplněna do podoby navrženého obvodu. Na tomto schématu jsou zobrazeny hnací hydraulické obvody dvou PČHM, které jsou navzájem spojeny doplňovacím hydrogenerátorem. Kompletní hydraulický hnací obvod celého simulátoru by byl tedy složen ze tří těchto zobrazených schémat.

Značná část tohoto obvodu je dodávána přímo s regulačním hydrogenerátorem od výrobce. Konkrétně se jedná se o části označené čísly 1 až 5.

Číslo 1 označuje výše popsaný hnací axiální pístový regulační hydrogenerátor Rexroth A4 VSG 71, jehož volba byla zdůvodněna v předchozí kapitole.

Číslo 2 značí blok určený k řízení průtoku hydrogenerátorem. V tomto konkrétním případě se jedná o variantu řízení označenou jako EO2K, jehož základem je proporcionální čtyřcestný třípolohový rozvaděč (číslo 2.2) s možností zpětné vazby. Tento způsob řízení je vhodný pro elektrické řízení průtoku. Další informace a další možné varianty řízení průtoku jsou uvedeny v [12].

Číslo 3 označuje pomocný hydrogenerátor, který kryje ztráty kapaliny pracovního obvodu vlivem vyplachování a netěsností. Tento hydrogenerátor je volen podle hlavního hnacího hydrogenerátoru a ke konkrétnímu použitému hnacímu hydrogenerátoru je v [12] výrobcem doporučeno použití hydrogenerátoru Rexroth AZPF 16. Jedná se o zubový neregulační hydrogenerátor s jednotkovým objemem 16 cm^3 . Další podrobnosti lze najít v [13]. Toto čerpadlo dodává do okruhu kapalinu přes jednosměrné ventily označené jako 1.1.

Dále číslo 4 ve schématu značí vyplachovací část, v tomto případě výrobcem dodávaný ventilový blok SDVB 16. Jejím základem je třícestný třípolohový rozvaděč, kterým je



z nízkotlaké větve přes vyplachovací ventil (4.2) odvodem označeným jako K_1 vedena kapalina do nádrže. Ventil 4.2 bude nastaven na tlak 1,1 MPa. Dva pojišťovací ventily jistící vysokotlakou větev obvodu by vzhledem k hodnotě pracovního tlaku 16 MPa byly nastaveny na tlak 18 MPa. Součástí je i ventil 4.3, ventil jistící doplňování kapaliny pomocným hydrogenerátorem 3.

Číslem 5 je označován blok zajišťující filtraci plněné kapaliny. Doplňující podrobnosti k částem obvodu značeným čísly 1 až 5 lze najít v dokumentaci výrobce [12].

Jak bylo uvedeno výše, při použití přímočarého hydromotoru s jednostrannou pístnicí v uzavřeném hydraulickém okruhu je nutno přidat ještě jeden doplňovací hydrogenerátor. Ve schématu je tento hydrogenerátor označen jako 6.1 a jeho volba bude rozebrána níže. Tímto hydrogenerátorem jsou svázány vždy dva okruhy PČHM a kapalina do nich je tímto hydrogenerátorem doplňována přes jednosměrné ventily vždy do nízkotlaké větve okruhu. Pojišťovací ventil označený číslem 6.2 bude nastaven na tlak 1,3 MPa.

Číslem 7 je označován PČHM. Jedná se typ ZH1 – 50/32x440 od výrobce HYDRAULICS s.r.o. Podrobnosti o něm a k jeho volbě jsou uvedeny v kapitole 8.2.2.

8.4.3 VOLBA DOPLŇOVACÍHO HYDROGENERÁTORU

Doplňovací hydrogenerátor, jehož funkce v obvodu byla vysvětlena výše, je nutné dimenzovat opět na nejméně příznivé podmínky. Těmito nejméně příznivými podmínkami je situace, kdy dochází k výsuvu. Tímto se zvětšuje objem kapaliny v hydraulickém válci, jelikož objem kapaliny v prostoru mezikruží pod pístem se snižuje a naopak se zvětšuje objem kapaliny pod pístem, kde je plná plocha pístu.

Požadovaný průtok dodávané kapaliny do obvodu je možné spočítat opět podle vztahu (15), kde se za plochu S dosadí plocha průřezu pístní tyče, kdy jí zaujímaný prostor je nahrazován kapalinou, a za rychlost se dosadí maximální pracovní rychlost výsuvu PČHM, což je hodnota vypočtená a popsána v kapitole 7. Plocha průřezu pístní tyče je rovna

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (32 \text{ mm})^2}{4} = 804 \text{ mm}^2 = 8,04 \text{ cm}^2 \quad (16)$$

Za maximální hodnotu pracovní rychlosti výsuvu PČHM se vezme hodnota 0,886 m/s, což se rovná 53,16 m/min. Výsledný výpočet požadovaného průtoku potom vypadá následovně:

$$Q = \frac{S \cdot v}{10} = \frac{8,04 \text{ cm}^3 \cdot 53,16 \text{ m/min}}{10} = 42,74 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (17)$$

Vzhledem k tomu, že tento hydrogenerátor bude doplňovat kapalinu do dvou PČHM, bude potřebný požadovaný průtok roven dvojnásobku, tedy 85,48 dm³/min.

Z nabídky firmy Rexroth těmto požadavkům nejlépe odpovídá hydrogenerátor AZPN 036. Jde opět o zubový neregulační hydrogenerátor, v tomto případě ovšem s jednotkovým objemem 36 cm³. Tento hydrogenerátor je schopen dodávat maximální průtok o hodnotě 90 dm³/min při otáčkách 2 500 min⁻¹. [14]



8.5 VÝPOČET PŘÍKONU POHONU HYDRAULICKÉHO HNACÍHO OBVODU

Posledním úkolem při návrhu hydraulického hnacího obvodu v této diplomové práci je vyřešení pohonu tohoto obvodu. Pohon by byl řešen pomocí elektromotorů, ale detailní řešení tohoto problému je nad rámec této diplomové práce. Na základě rozsahu této práce bylo s vedoucím diplomové práce sjednáno, že tato kapitola bude omezena pouze na vyčíslení příkonu, který by byl pro pohon daného hydraulického obvodu celého simulátoru s tímto mechanismem zapotřebí. Tato hodnota je také požadována firmou Saab, pro kterou bude mít tato hodnota význam při posuzování vhodnosti tohoto řešení pohonu pro jejich produkci.

Z výše uvedeného je patrné, že kompletní hydraulický hnací obvod je složen z celkově patnácti hydrogenerátorů, totiž ze šesti hlavních regulačních, dalších šesti pomocných, které jsou k nim připojeny, a z dalších tří doplňovacích. Příkon jednotlivých hydrogenerátorů je možné stanovit výpočtem dle následujícího vzorce:

$$P_p = \frac{p \cdot Q}{0,06 \cdot \eta_c} \quad (18)$$

kde P_p [W] je počítaný příkon, p [MPa] je pracovní tlak daného hydrogenerátoru, Q [dm³/min] průtok daného hydrogenerátoru a η_c [-] je celková účinnost hydraulického obvodu.

Příkon bude opět počítán pro nejméně příznivé podmínky, tedy pro situaci s největším odběrem energie elektrické na hnacích elektromotorech. Pro hlavní regulační hydrogenerátory tato situace nastane při požadavku nejvyššího možného průtoku na všech hydromotorech, což odpovídá posuvu platformy podél osy Z v okamžiku dosažení maximální rychlosti platformy. Za průtok Q tak bude dosazena maximální hodnota vypočtená v kapitole 8.3 Výpočet průtoku hydromotorů, a to sice hodnota 104,34 dm³/min. Nepříznivé je, že této hodnoty se dosahuje při posuvu platformy podél osy Z a nastává tedy na všech šesti PČHM současně.

Hodnota tlaku pro hlavní regulační hydrogenerátory je hodnota pracovního tlaku obvodu, tedy 16 MPa. Hodnotu celkové účinnosti hydraulického obvodu by bylo třeba stanovit až po konkrétním detailním rozpracování návrhu tohoto obvodu, jelikož tato hodnota je ovlivněna vedením kapaliny spojovacími prvky obvodu. Vzhledem k tomu, že toto nebude předmětem této diplomové práce, jak již bylo uvedeno, bylo třeba stanovit předběžný odhad této hodnoty, ke které by byl výpočet příkonu vztažen. Po konzultaci s vedoucím práce byl tento odhad stanoven na hodnotu 0,85 a s ní bude příkon počítán.

Příkon potřebný pro pohon hlavního regulačního hydrogenerátoru je tedy možné vyčíslit jako:

$$P_p = \frac{p \cdot Q}{0,06 \cdot \eta_c} = \frac{16 \text{ MPa} \cdot 104,34 \text{ dm}^3/\text{min}}{0,06 \cdot 0,85} = 32\,734 \text{ W} \quad (19)$$

Hodnota příkonu regulačních hydrogenerátorů je tedy přibližně 33 kW. Podobně by bylo možné spočítat příkony pomocných a doplňovacích hydrogenerátorů, které by byly dány pracovními tlaky řízenými příslušnými pojistnými ventily. Hodnoty příkonů na těchto hydrogenerátorech by tedy byly přibližně 1 kW pro pomocný hydrogenerátor a 1,1 kW pro doplňovací hydrogenerátor.



Teoreticky možný maximální požadovaný příkon na celý hnací obvod simulátoru by tedy byl dán součtem všech těchto hodnot pro všechny hydrogenerátory v obvodu. Po zaokrouhlení by tedy bylo možné konstatovat, že k zajištění pohonu hydraulického hnacího obvodu pro simulátor s výše popsanou a požadovanou pohyblivostí by vzhledem k nejméně příznivým podmínkám bylo třeba zajistit příkon o celkové hodnotě 208 kW.

Původní očekávání firmy Saab na hodnotě 10 kW příkonu pro kompletní zajištění pohonu celé mechanické části simulátoru tedy bylo značně nereálné a při konkrétním propočtu byla tato hodnota značně překročena. V závěru této práce jsou uvedena navrhovaná doporučení pro zlepšení energetické bilance provozu tohoto zařízení.



9 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ MECHANISMU

Dalším z úkolů této diplomové práce je návrh konstrukčního provedení mechanismu zajišťujícího pohyb kabiny simulátoru. Tento konstrukční návrh je možné rozdělit do tří dílčích úkolů:

- Návrh uložení přímočarých hydromotorů
- Návrh platformy
- Návrh báze

Součástí tohoto návrhu bylo i vypracování výkresové dokumentace. Ta byla vypracována v rozsahu sjednaném s vedoucím diplomové práce a obsahuje pouze výkresy sestavy celého mechanismu simulátoru a jeho podsestav. Tyto výkresy jsou uvedeny v příloze. Nebylo tedy úkolem kompletní zpracování výkresové dokumentace všech součástí, z nich je konstrukční řešení složeno.

Kompletní konstrukční řešení sestavy celého mechanismu simulátoru je na obrázku 30.

9.1 ULOŽENÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Jak již bylo rozebráno v kapitole 8.2.2 zvolený PČHM je typ ZH1 – 50/32x440 od firmy HYDRALICS s.r.o., který se standardně dodává ve vyhotovení s oky na konci pístní tyče i na konci válce (viz obrázek 23). Pro danou aplikaci je však tato konfigurace zcela nevyhovující, neboť by neposkytovala potřebný rozsah pohybu v uložení PČHM. Proto bylo nutno navrhnout zcela jiné technické provedení uložení PČHM.

Spojení PČHM s platformou bylo po domluvě se zástupci firmy Saab realizováno opět standardními kardanovými klouby dodávanými firmou Kardanex a.s., kterými je řešeno i stávající provedení současných simulátorů této firmy. Uvedené klouby nejsou pro tuto speciální aplikaci nejvhodnější, neboť při velmi nepříznivých konfiguracích natočení platformy a současném vyšším dynamickém zatížení může docházet k nepříznivé deformaci kloubu, a to k rozevírání jedné z vidlic kardanového kloubu.

Pro aplikace na mechanismech s paralelní kinematickou strukturou se vyrábí speciální klouby, např. kulové či univerzální klouby od firmy INA [1]. Možnost jejich použití však byla po domluvě se zástupci firmy Saab zavrhnuta.

Otočné připojení kloubu na pístní tyč je řešeno použitím dvou radiálně-axiálních ložisek SKF 30205 J2/Q. Tato ložiska se osvědčila na již využívaných simulátorech podobné konstrukce, jako je ta konstrukce v této diplomové práci. Ložiska jsou zalisována ve vysoustruženém ložiskovém domku, který je přivařen na pístní tyč. S kardanem jsou spojeny pomocí čepu.

Uložení spodního konce PČHM je řešeno opět kloubem, který se již na současných simulátorech firmy Saab používá. Jsou zde opět dvě radiálně-axiální ložiska SKF 30205 J2/Q, která jsou zalisována do ložiskového domku, který je součástí svařence báze.



Dalším konstrukčním úkolem, který bylo při uložení PČHM nutno řešit, byl fakt, že v provozních podmínkách PČHM je výslovně uvedeno, že rotační pohyb pístní tyče je během práce nepřípustný. [11]

Vzhledem k charakteru zařízení však existuje předpoklad, že by teoreticky mohlo k takovému pohybu dojít. Za tímto účelem je každý PČHM osazen lineárním vedením. Toto vedení se skládá z vodící tyče o průměru 20 mm, která je dostupná v libovolné délce v elektronickém obchodě [15], upevnění této tyče, použito bylo uchycení WBAS-20 od firmy Matis s.r.o. dostupné z [16], a lineárního setu ALGS-20 opět od firmy Matis s.r.o., což je lineární kuličkové ložisko dodávané přímo s domkem připraveným k přišroubování.



Obr. 26 Detail konstrukčního řešení uložení přímočarých hydromotorů

Připevnění lineárního setu na PČHM je řešeno přivařením uchycovacích komponent, převážně složených z plechových výpalků, na trubku PČHM. K nim je tento lineární set přišroubován. Podobně je řešeno i uchycení vodící tyče, kde jsou připevňovací komponenty přivařeny na ložiskový domek, který je přivařen přímo na pístní tyč. Celé toto řešení by bylo následně nutno realizovat ve spolupráci s dodavatelem PČHM, který výrobu atypických hydromotorů podle výrobní dokumentace zákazníka přímo nabízí.

9.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PLATFORMY

Platforma tohoto simulátoru byla navržena velmi podobně, jako platforma na stávajících simulátorech firmy Saab. Zde bylo nutno dodržet připojovací rozměry platformy ke kabině



Obr. 27 Konstrukční řešení platformy

simulátoru. Tato kabina se připevňuje pomocí dvanácti šroubů, pro které jsou na třech úchytkách připraveny díry.

Vrchní část platformy je shodná se stávajícím řešením firmy Saab. Bylo však nutno přepracovat uložení PČHM k této platformě vzhledem k jinému prostorovému rozložení řešeného hexapodu.

Platforma je řešena jako svařenec, jehož základy tvoří obdélníkové trubky TR OBD 80x40x3 obrobené do příslušného tvaru. Ostatní části tvoří výpalky z plechu o tloušťkách 2 až 6 mm. Kardanový kloub je k platformě přišroubován vždy čtyřmi šrouby pomocí uchycovacího plechu, ke kterému je přivařen.

9.3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ BÁZE

Bázi bylo nutno oproti platformě navrhnout zcela nově, zachován však zůstal koncept řešení. Důvodem k tomuto kroku je zcela jiné prostorové rozložení řešeného simulátoru na rozdíl od stávajících řešení firmy Saab. Také báze je řešena z převážné části jako svařenec, jehož základ tvoří opět obdélníkové trubky, v tomto případě TR OBD 100x40x3, a výpalky z plechů 2 až 8 mm tloušťky.

I při návrhu báze (obr. 28) bylo nutné dodržení určitých konstrukčních prvků. Především bylo nutné na bázi umístit devět úchytů, pomocí kterých se celý simulátor upevňuje k podlaze a je tak stabilně zajištěna jeho poloha při provádění pohybů (obr. 28, pozice 1). Tyto úchyty jsou svařeny z plechů o tloušťce 8 mm, jsou na spodní straně opatřeny pryžovou podložkou a k bázi jsou uchyceny vždy třemi šrouby.

Dalším prvkem, který bylo třeba zachovat je úchyt pro transportní podvozek, je prvkem, pomocí kterého je možno přesouvat celý zkompletovaný simulátor (obr. 28, pozice 2). Konkrétně se jedná vždy o dva kusy plechu ve tvaru trojúhelníku s dírou. Do této díry se



zasazují trny na transportním podvozku a tento podvozek je dále k bázi přišroubován, přičemž se využívá děr uvolněných po oddělení úchytů sloužících k upevnění mechanismu simulátoru k zemi. Na bázi jsou celkem tři tyto úchyty.



Obr. 28 Konstrukční řešení báze

Dále bylo nutno osadit obvod báze úchyt pro kabelové žlaby ovládací elektroniky (obr. 28, pozice 3). Součástí báze jsou i ložiskové domky, v nich jsou opět dvě radiálně-axiální ložiska SKF 30205 J2/Q, které zajišťují volný pohyb PČHM v oblasti dolního kloubu.



Obr. 29 Detail konstrukčního řešení báze



Obr. 30 Konstrukční návrh sestavy celého mechanismu simulátoru



10 KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Posledním bodem vypracování této diplomové práce bylo zpracování kontrolních pevnostních výpočtů. Tyto výpočty mají pouze doplňkový charakter, neboť v nich nejsou řešeny hlavní součásti mechanismu simulátoru.

Vzhledem k charakteru zařízení by bylo nejvhodnější zpracovat pevnostní kontrolu návrhu platformy a báze pomocí softwaru pracujícím na bázi metody konečných prvků (dále jen MKP) a tím optimalizovat tloušťky použitého materiálu a rozložení výtuh. S přihlédnutím k faktu, že cílem této diplomové práce byl především kompletní návrh hnacího mechanismu plošiny simulátoru včetně návrhu konstrukčního řešení všech jeho součástí a včetně návrhu a dimenzování hydraulického hnacího obvodu, byla by pevnostní analýza pomocí MKP rozsahově nad rámec této diplomové práce. S vedoucím diplomové práce tak bylo dohodnuto, že tato analýza součástí diplomové práce nebude.

Další součástí, která by mohla být pevnostně kontrolována, je PČHM, zejména na vzpěr. Jak je ale z kapitoly 8.2 zřejmé, použité PČHM jsou svými rozměry poněkud předdimenzovány oproti požadavkům, které na ně využití v tomto mechanismu klade. Dle katalogu výrobce [11] není třeba PČHM pevnostně kontrolovat na vzpěr do maximální hodnoty zdvihu doporučeného výrobcem. V případě použitého PČHM je hodnota maximálního doporučeného zdvihu 520 mm [11], přičemž u použitého PČHM je zdvih 440 mm. Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že pevnostní kontrola není nutná.

Pevnostně tedy byl zkontrolován velmi exponovaný svar, pomocí kterého je na pístní tyč připevněn ložiskový domek obsahující ložiska zajišťující volný pohyb horního kloubu. Jde o koutový svar s výškou $z = 6$ mm. Pístní tyč je z oceli 20MnV6, jejímž ekvivalentem je ČSN 13 220. Podle [17] je minimální mez kluzu R_e tohoto materiálu 430 MPa a vzhledem tomu, že materiál svaru musí být minimálně stejně kvalitní, bude dále počítáno s touto hodnotou.

Maximální síla, která může v tomto svaru působit je $F_{\max} = 7\,466$ N, což je maximální síla na PČHM vypočtená v kapitole 6. Svar bude touto silou namáhán na stříh a příslušná plocha tohoto svaru je válcová plocha S_s rovna:

$$S_s = \pi \cdot d \cdot z = \pi \cdot 32 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} = 603,18 \text{ mm}^2 \quad (20)$$

kde d [mm] je průměr pístní tyče a z [mm] je výška koutového svaru.

Smykové napětí τ ve svaru je tedy:

$$\tau = \frac{F_{\max}}{S_s} = \frac{7\,466 \text{ N}}{603,18 \text{ mm}^2} = 12,37 \text{ MPa} \quad (21)$$

Z toho redukované napětí podle teorie HMH je:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot (12,37 \text{ MPa})^2} = 22,08 \text{ MPa} \quad (22)$$

Dle výpočtu je tedy zřejmé, že svar zdaleka nedosáhne meze kluzu.



Další pevnostně kontrolovanou součástkou byl čep spodního kloubu. Materiálem čepu je podle [17] ocel ČSN 11 110 s minimální mezí kluzu $R_e = 216 \text{ MPa}$. Napětí ve smyku tak v tomto čepu bude:

$$\tau = \frac{2 \cdot F_{max}}{S_{\check{c}}} = \frac{2 \cdot F_{max}}{\pi \cdot D_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 7\,466 \text{ N}}{\pi \cdot (25 \text{ mm})^2} = 7,6 \text{ MPa} \quad (23)$$

kde $D_{\check{c}}$ [mm] je průměr čepu.

Z toho redukované napětí opět:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot (7,6 \text{ MPa})^2} = 22,08 \text{ MPa} \quad (24)$$

I v tomto případě tak napětí nedosáhne meze kluzu.



ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá úplným koncepčním návrhem mechanismu simulátoru pohybu s hydraulickým hnacím pohonem. V souladu se zadáním práce byla vypracována ucelená technická zpráva s detailním popisem postupu výpočtů a návrhů jednotlivých dílčích úkolů.

Byl vypracován úplným koncepční návrh mechanismu, který zajišťuje pohyb kabiny simulátoru a to včetně návrhu hydraulického hnacího obvodu a návrhu konstrukčního řešení všech jeho součástí. Součástí vypracování jsou i výkresy konkrétního řešení, jejichž rozsah byl sjednán s vedoucím práce. Zde je nutno ještě jednou zmínit, že z podstaty rozsahu diplomové práce a rozsahu řešeného úkolu bylo třeba jednotlivé úkoly zjednodušit respektive řešit omezeně.

Při návrhu nebylo možno splnit požadavek na příkon v hodnotě 10 kW. Při konečném propočtu energetické náročnosti celého zařízení bylo vypočteno, že při nejméně příznivých podmínkách je pro celou mechanickou část simulátoru nutno dodat příkon o hodnotě 208 kW. Je tedy zřejmé, že původní požadavek byl nereálný.

Použití hydraulického hnacího obvodu však pro podobný mechanismus nemusí být zcela nevhodné. Je zřejmé, že takto vysoký příkon je požadován pouze v extrémních případech a pouze po krátkou dobu, přičemž značnou část pracovní doby simulátoru jsou jeho pohyby s menší akcelerací a odebíraný příkon tak také nižší. Z toho pohledu by bylo jistě zajímavé pokračovat v návrhových pracích hlubším rozpracováním návrhu hydraulického hnacího obvodu, který by obsahoval zejména hydraulické akumulátory, které by byly schopny tyto extrémní požadavky po nutnou dobu vykryt. Pro takovýto rozsáhlejší návrh hydraulického obvodu však v této diplomové práci nebyl prostor. Nedílnou součástí při návrhu a vývoji takovéhoto zařízení je jistě i testování fyzického prototypu.

I přes výše uvedená zjednodušení a překročení očekávaných parametrů je možno konstatovat, že tato diplomová práce přináší řadu konkrétních poznatků a naznačuje mnoho směrů, kterými by bylo možno se dále při vývoji takovéhoto zařízení ubírat.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KNOFLÍČEK, R., PLŠEK, L. Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů. Vydáno na ÚVSSR, FSI VUT v Brně 2006.
- [2] HLAVÁČEK, P. Návrh plošiny simulátoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [3] Základy navrhování hydraulických obvodů: Sborník přednášek. Pardubice: Dům techniky ČSVTS, 1988. 93 s.
- [4] Získáno z podkladů dodaných firmou Saab Czech s.r.o.
- [5] ŠKOPÁN, M. Hydraulické pohony strojů. Elektronická skripta VUT v Brně 2009.
- [6] The True Origins of Parallel Robots. ParalleMIC [on line]. 2003 [cit. 2013-02-02]. Dostupné z: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review007.html>
- [7] Fluid Power Research Centres World-Wide. The Centre for Power Transmission and Motion Control [on line]. 2008 [cit. 2013-02-02]. Dostupné z: <http://journal.fluid-power.net/journal/issue20/fprcentre20.html>
- [8] The SIMONA Research Simulator. Delft University of Technology [on line]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Dostupné z: <http://www.lr.tudelft.nl/en/cooperation/facilities/simona/the-simona-research-simulator/>
- [9] NADS-1. The National Advanced Driving Simulator [on line]. 2010 [cit. 2013-02-02]. Dostupné z http://www.nads-sc.uiowa.edu/sim_nads1.php
- [10] Parallel manipulator. Wikipedia.org [on line]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Parallel_robot
- [11] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů. Hydraulics [on line]. 2012 [cit. 2013-04-02]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/1/original/vyrobni_katalog_primocarych_hydrohydrom_CZ_2012.pdf?1358944317
- [12] Axial Piston Variable Pump A4VSG Data Sheet. Rexroth Bosch Group [on line]. 2012 [cit. 2013-04-02]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re92100_2011-05.pdf?db=brmv2&lvid=1158534&mvid=8331&clid=20&sid=41110C87153245F756F4C3AC150DC667&sch=M&id=8331,20,1158534
- [13] External Gear Pumps Series F. Rexroth Bosch Group [on line]. 2012 [cit. 2013-04-02]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re10089_2012-02.pdf?db=brmv2&lvid=1161411&mvid=8331&clid=20&sid=41110C87153245F756F4C3AC150DC667&sch=M&id=8331,20,1161411



- [14] External Gear Pumps Series N. Rexroth Bosch Group [on line]. 2012 [cit. 2013-04-02]. Dostupné z:
http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re10091_2012-02.pdf?db=brmv2&lvid=1161434&mvid=8331&clid=20&sid=41110C87153245F756F4C3AC150DC667&sch=M&id=8331,20,1161434
- [15] W20. Prodej ložisek [on line]. 2012 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/all/all/W20/>
- [16] WBAS - patkové uchycení tyčí. Matis Industrie components [on line]. 2012 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/wbas-patkove-uchyceni-tyci>
- [17] ŘASA, J., ŠVERCL, J. Strojnické tabulky 2. Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-80-86960-20-3. 586 s.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

MKP		Metoda konečných prvků
PČHM		Přímočarý hydromotor
Saab		Saab Czech s.r.o.
a	[m/s ²]	Zrychlení
a_{tr}	[m/s ²]	Maximální zrychlení při translačním pohybu platformy
D	[mm]	Průměr pístu
d	[mm]	Průměr pístní tyče
$D_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
F	[N]	Síla
F_g	[N]	Tíhová síla
F_i	[N]	Normálová síla v i -tém PČHM
F_{max}	[N]	Maximální síla v PČHM
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Vzdálenost skutečné osy rotace od osy procházející těžištěm
I	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti
I_b	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti břemene k ose vedené jeho středem
m	[kg]	Hmotnost
M	[N·m]	Obecný moment síly
m_b	[kg]	Hmotnost břemene
p	[MPa]	Tlak
P_p	[W]	Příkon
Q	[dm ³ /min]	Průtok hydromotorem
R_b	[m]	Poloměr břemene ve tvaru koule
R_e	[MPa]	Mez kluzu
s	[m]	Dráha
S	[mm ²]	Plocha průřezu
S_1	[mm ²]	Plná plocha pístu
S_2	[mm ²]	Plocha mezikruží pod pístem
S_s	[mm ²]	Plocha svaru
t	[s]	Čas
v	[m/min]	Rychlost
z	[mm]	Výška koutového svaru
ε	[rad/s]	Uhlové zrychlení



π	[1]	Ludolfovo číslo
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Vizualizace výsledného konstrukční návrh mechanismu zajišťujícím pohyb kabiny simulátoru	15
Obr.2 Oktahedrání uspořádání hexapodu [10]	16
Obr. 3 Schematický obrázek Gwinnettovy paralelní kinematické struktury z patentu z roku 1931 (US Patent No. 1,789,680) [6]	17
Obr. 4 Snímky Goughova zařízení pro testování pneumatik. Vlevo původní snímek z roku 1954, vpravo totéž zařízení krátce před ukončením provozu v roce 2000 [6]	18
Obr. 5 Ukázka mechanismu MAST (multi axis simulation table) [7]	18
Obr. 6 Schematický nákres Stewartovy plošiny [6]	19
Obr. 7 První letecký simulátor v podobě oktahedráního hexapodu. Snímky pocházejí z poloviny šedesátých let [6]	20
Obr. 8 Letecký simulátor SIMONA [8]	21
Obr. 9 Kompletní pohybové ústrojí simulátoru NADS-1 [9]	22
Obr. 10 Pohled do kabiny simulátoru NADS-1 s umístěnou karoserií osobního vozu [9]	22
Obr. 11 Detail hydromotorů nesoucích tuto karoserii [9]	22
Obr. 12 Pohon pomocí kuličkového šroubu umístěného na výsuvném rameni [1]	23
Obr. 13 Prostorové uspořádání stávajícího simulátoru [4]	28
Obr. 14 Pohled shora na prostorové uspořádání stávajícího simulátoru [4]	28
Obr. 15 Prostorové uspořádání s klouby rozmístěnými na kružnicích stejného průměru na bázi i platformě	29
Obr. 16 Totéž uspořádání, jako na obr. 15, pohled shora	29
Obr. 17 Další možná uspořádání vzpěr a kloubů [1]	29
Obr. 18 Schéma zvoleného prostorového uspořádání	30
Obr. 19 Pohled shora na zvolené prostorové uspořádání	30
Obr. 20 Souřadný systém definující základní pohyby platformy a číslování jednotlivých PČHM	33



Obr. 21 Naznačení prostorového rozložení sil pro výpočet normálových sil V jednotlivých PČHM	36
Obr. 22 Naznačení úhlů pro rozklad normálových sil do směru osy X.....	37
Obr. 23 Přímočarý hydromotor od firmy Hydraulics s.r.o. řady ZH1 [11]	49
Obr. 24 Rozměry PČHM firmy Hydraulics s.r.o. řady ZH1 [11]	50
Obr. 25 Axiální pístový regulační hydrogenerátor Rexroth A4 VSG 71 [12]	52
Obr. 26 Detail konstrukčního řešení uložení přímočarých hydromotorů.....	58
Obr. 27 Konstrukční řešení platformy	59
Obr. 28 Konstrukční řešení báze.....	60
Obr. 29 Detail konstrukčního řešení báze	60
Obr. 30 Konstrukční návrh sestavy celého mechanismu simulátoru.....	61



SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Průběh normálových sil v přímočarých hydromotorech vlivem působení tíhy břemene v závislosti na posuvu platformy.....	39
Graf 2 Průběh normálových sil v přímočarých hydromotorech vlivem translačního zrychlení při pohybu platformy proti kladnému směru osy Y.....	39
Graf 3 Průběh normálových sil v přímočarých hydromotorech při pohybu platformy proti kladnému směru osy Y.....	40
Graf 4 Délky přímočarých hydromotorů včetně zdvihů v závislosti na posuvu platformy podél osy Z.....	43
Graf 5 Zrychlení platformy a výsuvů přímočarých hydromotorů při pohybu platformy směrem vzhůru.....	44
Graf 6 Rychlosti platformy a výsuvů přímočarých hydromotorů při posuvu podél osy Z zdola nahoru.....	44
Graf 7 Rychlosti platformy a výsuvů PČHM 4 a 5 při rotaci kolem osy Y v kladném směru.....	45
Graf 8 Rychlosti platformy a výsuvů / zásuvů PČHM 3 a 6 při rotaci kolem osy X v kladném směru.....	45
Graf 9 Odběrový diagram hydromotorů při pohybu platformy podél osy Z shora dolů.....	51
Graf 10 Odběrový diagram hydromotorů při pohybu platformy podél osy Z zdola nahoru.....	51



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Délky PČHM včetně zdvihů v krajních polohách jednotlivých základních pohybů.....	31
Tab. 2 Extrémy normálových sil v přímočarých hydromotorech při translačních pohybech platformy.....	41
Tab. 3 Extrémy normálových sil v přímočarých hydromotorech při rotačních pohybech platformy.....	41
Tab. 4 Pohyby s největšími rozsahy zdvihů jednotlivých přímočarých hydromotorů.....	42



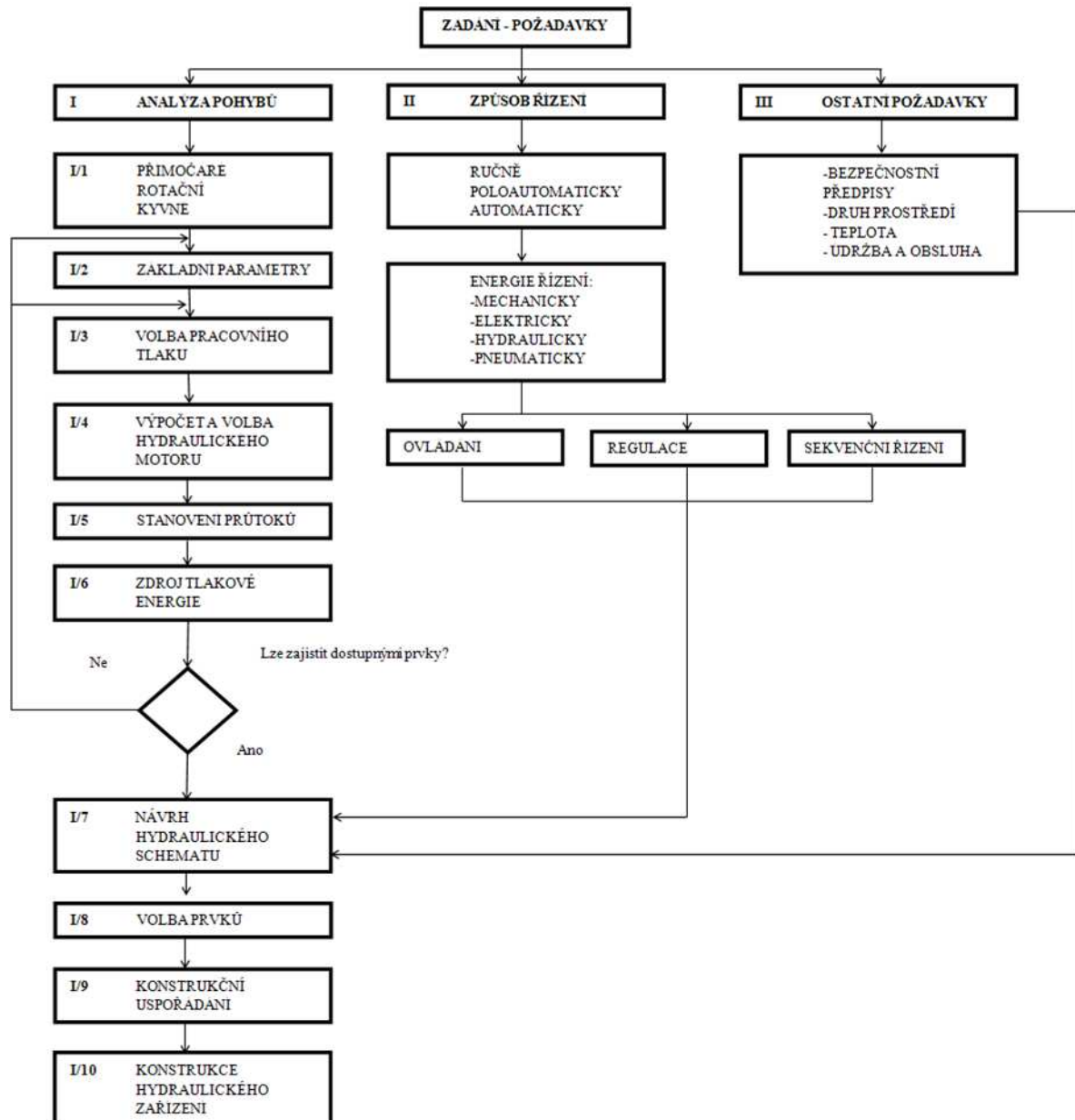
SEZNAM PŘÍLOH

- I Diagram metodiky návrhu hydraulického obvodu
- II Ukázka z výpisu souboru pro výpočet normálových sil v přímočarých hydromotorech
- III Ukázka z výpisu souboru pro výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů
- IV Schéma hydraulického hnacího obvodu
- V Podsestava báze. Výkres svarku. Číslo dokumentu 5O/34-1
- VI Báze. Výkres svarku. Číslo dokumentu 5O/34-2
- VII Platforma. Výkres svarku. Číslo dokumentu 5O/34-3
- VIII Mechanismus simulátoru. Výkres sestavy. Číslo dokumentu 5O/34-4
- IX CD s kompletním výpisem souboru pro výpočet normálových sil v přímočarých hydromotorech a souboru pro výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů



Příloha I Diagram metodiky návrhu hydraulického obvodu

Převzato z [3].





Příloha II Ukázka z výpisu souboru pro výpočet normálových sil v přímočarých hydromotorech

Translace Z

Vliv tíhy:

Neutrální poloha:

$$M := \begin{bmatrix} -\cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & \cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & 0 & 0 & \cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] \\ \cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & \cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & \cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] \\ \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \\ 302.766 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -302.766 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -377.766 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -75 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & 75 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & 377.766 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \\ -261.405 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -261.405 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -131.501 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & 392.906 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & 392.906 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -131.501 \sin\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] \\ 261.405 \cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -261.405 \cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & 131.501 \cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -392.906 \cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & 392.906 \cos\left[\frac{(\pi-60)}{180}\right] & -131.501 \cos\left[\frac{(\pi-60.0)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] \end{bmatrix}$$

$$v := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 9810 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{solve}(M,v) \rightarrow \begin{pmatrix} 1887.9353802500762499 \\ 1887.9353802500762499 \\ 1887.9353802500762499 \\ 1887.9353802500762499 \\ 1887.9353802500762499 \\ 1887.9353802500762499 \end{pmatrix}$$

Posuv -100mm:

$$M := \begin{bmatrix} -\cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & 0 & 0 & \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \cos\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] \\ \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -\cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] \\ \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \\ 302.766 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -302.766 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -377.766 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -75 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & 75 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & 377.766 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \\ -261.405 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -261.405 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -131.501 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & 392.906 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & 392.906 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -131.501 \sin\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \\ 261.405 \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -261.405 \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & 131.501 \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] & -392.906 \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & 392.906 \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] & -131.501 \cos\left[\frac{(\pi-56.45)}{180}\right] \sin\left[\frac{(\pi-30)}{180}\right] \end{bmatrix}$$

$$v := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 9810 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{solve}(M,v) \rightarrow \begin{pmatrix} 1961.8339926085011427 \\ 1961.8339926085011427 \\ 1961.8339926085011427 \\ 1961.8339926085011427 \\ 1961.8339926085011427 \\ 1961.8339926085011427 \end{pmatrix}$$



Příloha III Ukázka z výpisu souboru pro výpočet pracovních rychlostí přímočarých hydromotorů

Výsuv podél osy Z směrem zdola na horů:

Poznámka:

a...požadované zrychlení platformy

a.1...zrychlení na pístu 1

v...rychlost platformy vycházející z požadovaného zrychlení

v.1...rychlost na pístu 1

Pohyb zdola nahoru:

$$a := 0.3 \cdot 9.81 \rightarrow 2.943$$

Rozjezd z polohy -100 mm:

$$\alpha := 56.45 \quad p := -100 \quad d := (100 + p) \cdot 10^{-3} \rightarrow 0$$

$$a_1 := \frac{a}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 3.5313011866953020568 \quad v := \sqrt{2d \cdot a} \rightarrow 0$$

$$v_1 := \frac{v}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 0$$

Poloha -95 mm:

$$\alpha := 56.65 \quad p := -95 \quad d := (100 + p) \cdot 10^{-3} \rightarrow \frac{1}{200}$$

$$a_1 := \frac{a}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 3.5231672412092928094 \quad v := \sqrt{2d \cdot a} \rightarrow 0.17155174146594956673$$

$$v_1 := \frac{v}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 0.205370532009935228132$$

**Poloha -90 mm:**

$$\alpha := 56.84 \quad p := -90 \quad d := (100 + p) \cdot 10^{-3} \rightarrow \frac{1}{100}$$

$$a := \frac{a}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 3.515514213099864691 \quad v := \sqrt{2d \cdot a} \rightarrow 0.24261079942986874384$$

$$v_i := \frac{v}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 0.289806902360592632754$$

Poloha -85 mm:

$$\alpha := 57.03 \quad p := -85 \quad d := (100 + p) \cdot 10^{-3} \rightarrow \frac{3}{200}$$

$$a := \frac{a}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 3.5079328527580659785 \quad v := \sqrt{2d \cdot a} \rightarrow 0.29713633234594520047$$

$$v_i := \frac{v}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 0.354174074748345342258$$

Poloha -80 mm:

$$\alpha := 57.22 \quad p := -80 \quad d := (100 + p) \cdot 10^{-3} \rightarrow \frac{1}{50}$$

$$a := \frac{a}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 3.5004225313110569293 \quad v := \sqrt{2d \cdot a} \rightarrow 0.34310348293189913347$$

$$v_i := \frac{v}{\sin\left[\frac{(\pi \cdot \alpha)}{180}\right]} \rightarrow 0.408089419716655922949$$



Příloha IV Schéma hydraulického hnacího obvodu

Část převzata z [12], upraveno a doplněno.

