



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

## STUDIE PRINCIPŮ A NÁVRH KINEMATICKÉ STRUKTURY PANTOGRAFICKÉHO ZVEDÁNÍ ZUBOLÉKAŘSKÉHO KŘESLA

A STUDY OF THE PRINCIPLES AND DESIGN OF THE KINEMATIC STRUCTURE PANTOGRAPH  
LIFTING DENTAL CHAIR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAN KRČMA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. ZDENĚK KOLÍBAL, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Jan Krčma

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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 bakalářské práce:

**Studie principů a návrh kinematické struktury pantografického zvedání zubolékařského křesla**

v anglickém jazyce:

**A study of the principles and design of the kinematic structure pantograph lifting dental chair**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedná se o analýzu řešení speciální kinematické struktury pro manipulaci (zvedání a spouštění) zubolékařského křesla

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je připravit návrh vhodné kinematické struktury pantografu pro mechanizované zvedání zubolékařského křesla

Seznam odborné literatury:

KOŽEVNIKOV, S.N.- ESIPENKO, J.I.- RASKIN, J.M.: Mechanizmy. Mašinstrijenije, Moskva, 1976

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 24.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce popisuje kinematický a silový rozbor speciální kinematické struktury pro manipulaci zubolékařského křesla. V práci bylo řešeno hned několik variant působení sil na mechanismus a provedeno jejich vzájemné zhodnocení. Též byla definována zatížení na jednotlivé prvky a posouzeny výsledné vnitřní účinky pro vybrané součásti. Byla provedena silová matematické simulace pohybu zvedání a následná volba pohonu pro mechanismus.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Zubolékařské křeslo, pantograf, lineární aktuátor, zvedací mechanismus

## **ABSTRACT**

Bachelor's thesis describes the kinematic and force analysis of special kinematic structures handling dental chair. The work was solved several variants of forces on the mechanism and mutual appreciation. Also they defined load into individual elements, and to establish the resulting internal effects for the selected components. Force was performed mathematical simulations of movement and the subsequent lifting of choice for drive mechanism.

## **KEYWORDS**

Dental chair, pantograph, linear actuator, lifting mechanism



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KRČMA, J. Studie principů a návrh kinematické struktury pantografického zvedání zubolékařského křesla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 40 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 28. května 2015

.....

Jan Krčma



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Zdeňku Kolíbalovi, CSc. za vedení, odborné konzultace a cenné rady poskytnuté při zpracování bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat společnosti Chirastar KDT za poskytnuté informace ohledně stomatologických zařízení.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Stanovení podmínky správného chodu .....	12
1.1 Rozměrové podmínky .....	12
1.2 Podmínka pevnosti .....	12
1.3 Podmínka bezpečnosti dle normy .....	12
1.3.1 Požadavek na bezpečnost pohybu .....	12
1.3.2 Požadavek na stabilitu .....	12
1.3.3 Požadavek na nosnost .....	12
1.4 Podmínka tuhosti .....	13
1.5 Podmínka pohyblivosti .....	13
1.6 Podmínka stability .....	13
2 Stanovení základních rozměrů pantografu s ohledem na uspořádání .....	14
3 Stupeň volnosti a silové působení .....	17
3.1 Kontrola stupně volnosti .....	17
3.2 Silové působení na mechanismus a vvú .....	17
3.2.1 První varianta působišťe síly .....	19
3.2.2 Druhá varianta působišťe síly .....	25
3.2.3 Třetí varianta působišťe síly .....	30
3.3 Přehled výsledků silového působení a vvú .....	32
4 Návrh pohonu .....	34
4.1 Varianty pohonů .....	34
4.2 Volba pohonu .....	34
4.3 Vlastnosti zvoleného motoru .....	34
Závěr .....	36
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	38





## ÚVOD

Výroba zubolékařských křesel započala v našich zemích ještě v předválečném Československu ve firmě ČKD (Českomoravská Kolben – Daněk ) v divizi „Chirurgické nástroje Kolben – Daněk“ (zal, 1929) – Později **Chirana** v Praze ve Strašnicích. První křesla byla konstruována jako hydraulická se šlapadlem pro zvedání. Horní základna křesla byla umístěna přímo na pístnici hydraulického válce, který byl připevněn k spodní základně křesla. Princip zvedání byl stejný jako např. u hydraulického zvedáku na auto. Dalším vývojovým krokem bylo nahrazení mechanické pumpy pumpou elektrickou. Tato křesla byla ve výrobním programu firmy Chirana Strašnice až do ukončení výroby v 60. letech minulého století. Tehdy byla výroba zubolékařských souprav a křesel přestěhována do nového závodu v Piešťanech na Slovensku.

Začátkem 70. let se začalo upouštět od stacionárních souprav stojících vedle křesla a pro novou koncepci souprav nesených křeslem bylo nutné vyvinout křeslo s mnohem vyšší únosností a tuhostí. Problém přímo zvedaného křesla na pístnici byla právě tuhost a celková únosnost. Nová robustnější křesla již měla horní základnu křesla zavěšenou na pantografickém rameni, pohyb ale byl stále řešen hydraulickým systémem. Výhodou tohoto systému byla především rychlost pohybu křesla, nevýhoda spočívala v časté netěsnosti hydraulického systému. Při nedokonalé těsnosti ventilů, nebo manžet pístu často docházelo ke sjíždění křesla během zákroku.

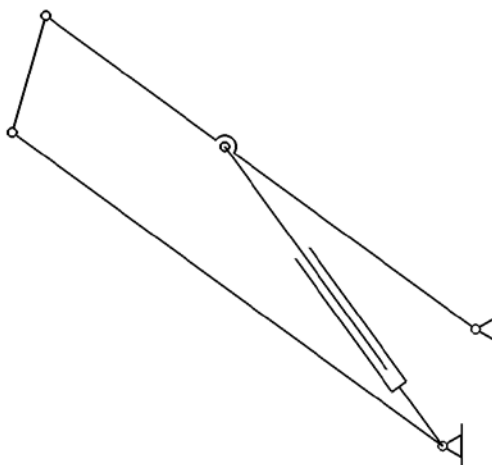
V 80. letech minulého století se začínají objevovat první křesla s čistě elektrickým pohonem pomocí aktuátorů – někdy též zvaných lineárních motorů. Problémem aktuátorů je především menší použitelná osová síla – oproti hydraulickému válci, naopak velkou výhodou je jednoduchost ovládání a možnost programování křesla do různých poloh. U aktuátorů lze měřit počet otáček a tím přesně zjistit, v jaké poloze se křeslo nachází. Nevýhoda nižší osové síly motoru bývá často eliminována použitím plynové pružiny, která vyvažuje nesenou hmotnost.



*Obr. 1 Křeslo 1938*



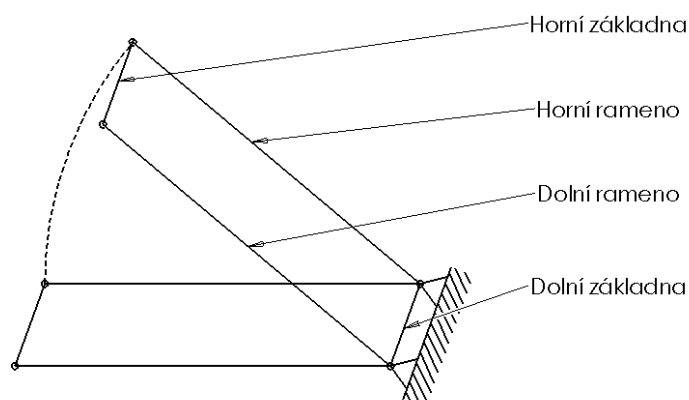
Tato koncepce se používá i v dnešní době. Změnila se i poloha aktuátoru. Původně byl totiž píst umístěn mezi protilehlé čepy pantografu viz (Obr. 2), v současné době se aktuátor umísťuje mezi horní rameno pantografu a základnu. To umožňuje použít aktuátor s nižší osovou silou, ale s větším vysunutím. Problematikou použití aktuátoru se budu zabývat v kapitole 4.



*Obr. 2 Umístění aktuátoru*

Moje práce je zaměřená na kinematiku zvedání a spouštění stomatologického křesla. Stomatologické křeslo je ve většině případů součástí stomatologické soupravy. Spojení stomatologického křesla a soupravy může být řešeno hned několika způsoby. Vzhledem k předpokládané konstrukci pantografického mechanismu, musím zohlednit dvě varianty použití: a) Použití samostatného křesla b) křesla nesoucího celou soupravu včetně příslušenství.

Zubolékařské křeslo je přístroj sloužící k pohodlné fixaci a manipulaci s pacientem při stomatologických zákrocích. Jedná se především o polohy pro: nasedání, sed, leh, vyplachování a polohu Trendelenburg (protišokovou). Pro potřeby správného polohování pacienta je nutné, aby umožňovalo pohyb nahoru, dolů, naklápění zad a naklápění nohou. Jak již jsem se zmínil, ve své práci se budu zabývat pouze pohybem nahoru a dolů, tedy pohybem, který bude zajišťovat navržený mechanismus. Toto je právě umožněno čtyř-klobovým mechanismem, paralerogramem umístěným mezi dolní pevnou základnou a horní základnou křesla. Pantograf se skládá, jak jsem uvedl, ze spodní a horní základny, mezi kterými jsou umístěna dvě ramena viz (Obr. 3).



*Obr. 3 Pantografický mechanismus*

Jak je naznačeno na (Obr. 3), při pohybu ramen vůči základně vykonává horní základna pohyb po kružnici a to tak, že horní základna vůči dolní si zachovává rovnoběžnou polohu. To je umožněno tím, že obě ramena mají stejnou rozteč. Oba středy otáčení jsou na horní i dolní základně od sebe stejně vzdáleny.

Tato koncepce uspořádání kloubového mechanismu je pro tuto aplikaci velice výhodná, a to i přesto, že neumožňuje přímočarý pohyb nahoru a dolů. Přesto díky správnému konstrukčnímu nadimenzování lze dosáhnout výrazné tuhosti celého mechanismu. Mezi pantografickými rameny je prostor na umístění elektrického aktuátoru pro řízení pohybu nahoru a dolů. Z těchto důvodů je tato koncepce v praxi nejvyužívanější.



# 1 STANOVENÍ PODMÍNKY SPRÁVNÉHO CHODU

Pro zaručení správného chodu mechanismu je třeba se zaměřit na několik podmínek, které je třeba dodržet. Jednou z nejdůležitějších podmínek je pevnost a bezpečnost, dále tuhost, pohyblivost (ovládání) a stabilita.

## 1.1 ROZMĚROVÉ PODMÍNKY

Základní rozměry vychází jak z normy ČSN EN ISO 6875, tak z požadavku aby byla dodržena správná ergonomie a použitelnost křesla. Pro zvedání a spouštění křesla je důležitá především nejnižší výška sedáku vůči podlaze (pro polohu nasedací), která je stanovena na 40cm a nejvyšší výška sedáku (pro operaci v leže) na 80cm. Dalším z rozměrových parametrů je požadavek, aby mechanismus nezasahoval svou šířkou mimo sedák křesla, aby tak nepřesahoval šířku 40cm. Minimální délka pantografických ramen musí odpovídat podmínce nejvyšší výšce sedáku.

## 1.2 PODMÍNKA PEVNOSTI

Pevnost je jednou z nejdůležitějších podmínek, protože při jejím špatném návrhu by mohlo dojít k přímému ohrožení život. Norma ČSN EN ISO 6875 uvádí jako požadavek na nosnost 135 kg. Tato nosnost se vztahuje pouze na pacienta a je třeba dále k této nosnosti uvažovat hmotnost samotného křesla a případného příslušenství. Jako předběžnou hmotnost nesených částí křesla jsem uvažoval 20 kg. Při úvaze hmotnosti křesla jsem neuvažoval nepohyblivé části, jako například spodní základna, jelikož se hmotnost této části neprojeví na nosnosti, a naopak jsem uvažoval celé ústrojí určené k náklonu zádové opěrky, podpěry nohou a samotného sedáku. Maximální hmotnost jsem volil o něco větší, než je obvyklá hmotnost soupravy s příslušenstvím, tedy 80 kg.

## 1.3 PODMÍNKA BEZPEČNOSTI DLE NORMY

Zubolékařské křeslo, jakožto zařízení používané v zdravotnictví podléhá velkému množství bezpečnostních podmínek. (Jak již bylo uvedeno výše) norma ČSN EN ISO 6875 uvádí celou řadu bezpečnostních požadavků.

### 1.3.1 POŽADAVEK NA BEZPEČNOST POHYBU

Norma ČSN EN ISO 6875 uvádí, že při zatížení křesla na minimální nosnost, tedy 135kg, nesmí nastat pokles sedáku větší než 10mm za hodinu. To se ovšem týká spíše křesel s hydraulickým pohonem.

### 1.3.2 POŽADAVEK NA STABILITU

Ve výše uvedené normě se vyskytuje také požadavek na stabilitu jako moment síly, které je zapotřebí k převrácení křesla a to momentem a velikostí 270 Nm. To je nutno brát na zřetel už při samotné konstrukci křesla.

### 1.3.3 POŽADAVEK NA NOSNOST

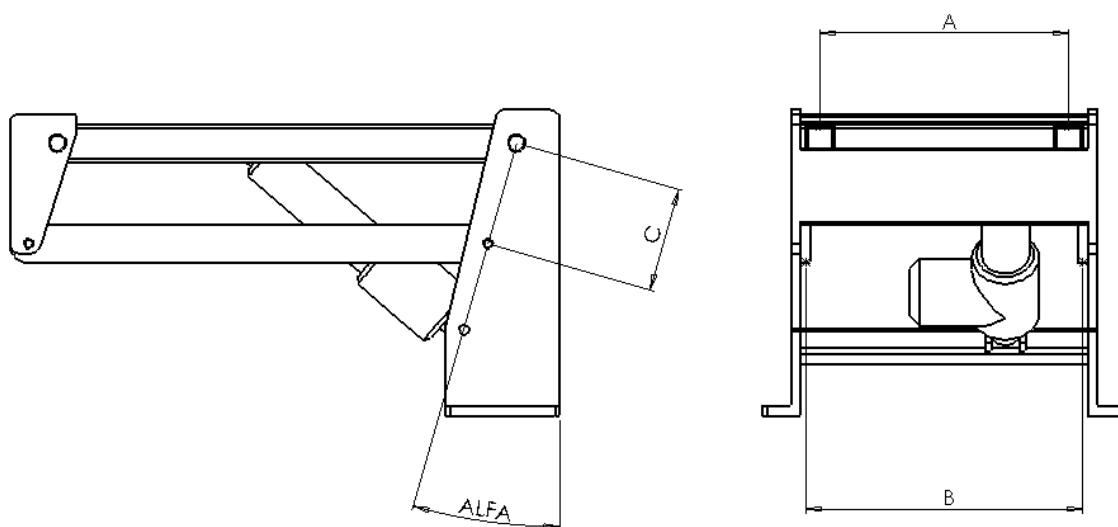
V normě je dále uvedena minimální nosnost a to 135 kg na sedák křesla. V mém řešení budu uvažovat maximální nosnost 160 kg.



## 1.4 PODMÍNKA TUHOSTI

V případě, kdy je ke křeslu připojena souprava s příslušenstvím, je třeba, aby konstrukce křesla měla dostatečnou tuhost, aby se otřesy od pohybu pacienta přenášely co možná nejméně na konstrukci soupravy. V případě, kdy by tuhost byla nedostatečná, veškerý pohyb pacienta by se převedl na otřesy, které by rozkmitaly příslušenství připojené k soupravě jako je stůl s nástroji a osvětlení.

Z těchto důvodů je třeba konstrukci navrhnout tak, aby uložení ramen bylo co nejdále od sebe. Jedná se především o vzdálenost mezi horními rameny (Obr. 4 vzdálenost A), dolními rameny (Obr. 4 vzdálenost B) a mezi rameny horním a spodním (Obr. 4 vzdálenost C).



Obr.4 Rozměry mechanismu

Vzhledem k nejčastějšímu používání mechanismu ve spodní třetině zdvihu, je vhodné volit úhel sklonu čepů (Obr. 4 úhel ALFA), tak aby vzdálenost ramen (Obr. 4 vzdálenost C) v této poloze byla co největší.

Dalším faktorem, jež má vliv na tuhost celého mechanismu, je tuhost uložení čepů ramen. S ohledem na to, že čepy v mechanismu nevykonávají otáčivý pohyb, ale pouze se kývou, používají se v tomto mechanismu ložiska kluzná.

## 1.5 PODMÍNKA POHYBLIVOSTI

Vzhledem k tomu, že by křeslo mělo urychlovat a usnadňovat práci, jeho pohyb z nasedací polohy (nejnižší) do polohy vleže (nejvyšší) by neměl trvat déle jak 10sekund. Nejedná se o normalizovaný údaj, je to pouze můj předpoklad, na základě kterého budu volit pohon.

## 1.6 PODMÍNKA STABILITY

V normě ČSN EN ISO 6875 je stabilita jasně dána jako moment síly potřebný k převrácení křesla. Na mé konstrukční řešení tento fakt nemá velký vliv, ovšem je třeba s ním v budoucnu počítat.

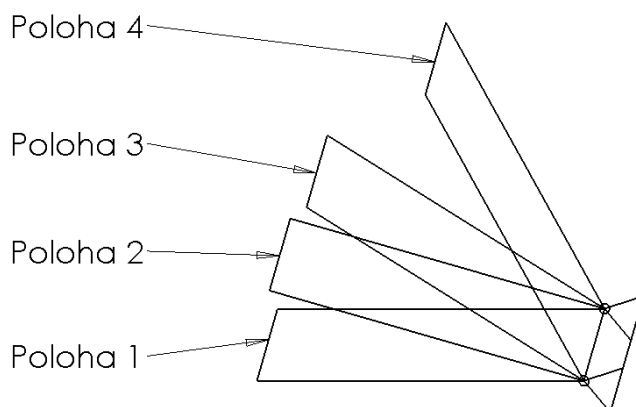


## 2 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ PANTOGRAFU S OHLEDEM NA USPOŘÁDÁNÍ

Při volbě rozměrů jsem vycházel z dnes používaných proporcí a velikostí. Jako maximální šířku jsem zvolil 380mm s ohledem na šířku sedáku 400mm. Rozdíl 20mm je připravená vůle pro zakrytování mechanismu. Jako výšku v složeném stavu, tedy v poloze nejnižší, jsem předběžně zvolil 320mm s předpokladem, že výška sedáku by měla být 400mm od podlahy. Vůle 80mm by měla postačit pro konstrukci čalounění.

Délku ramen (vzdálenost čepů) jsem navrhl 480mm, což by k předpokládanému zdvihu mělo stačit. Pro lepší stabilitu jsem zvolil horní táhla jako nosná, a spodní jako stabilizační. To znamená, že k hornímu ramenu bude připevněn lineární aktuátor, který bude vykonávat pohyb nahoru a dolů. Dolní rameno bude namáháno pouze na tah, tlak popřípadě vzpěr.

Vzhledem k tomu, že se křeslo s pacientem nejčastěji pohybuje v rozmezí výšky od 400mm (Obr. 5 Poloha 1) do 650mm (Obr. 5 Poloha 3) zvolil jsem vzhledem k tomu sklon čepů 16 stupňů. Díky tomuto náklonu jsou ramena v nejvyužívanější poloze (Obr. 5 Poloha 2) od sebe nejvíce vzdálena, což má dobré vlastnosti pro tuhost mechanismu. Vzdálenost horního od spodního ramene jsem zvolil 110mm.

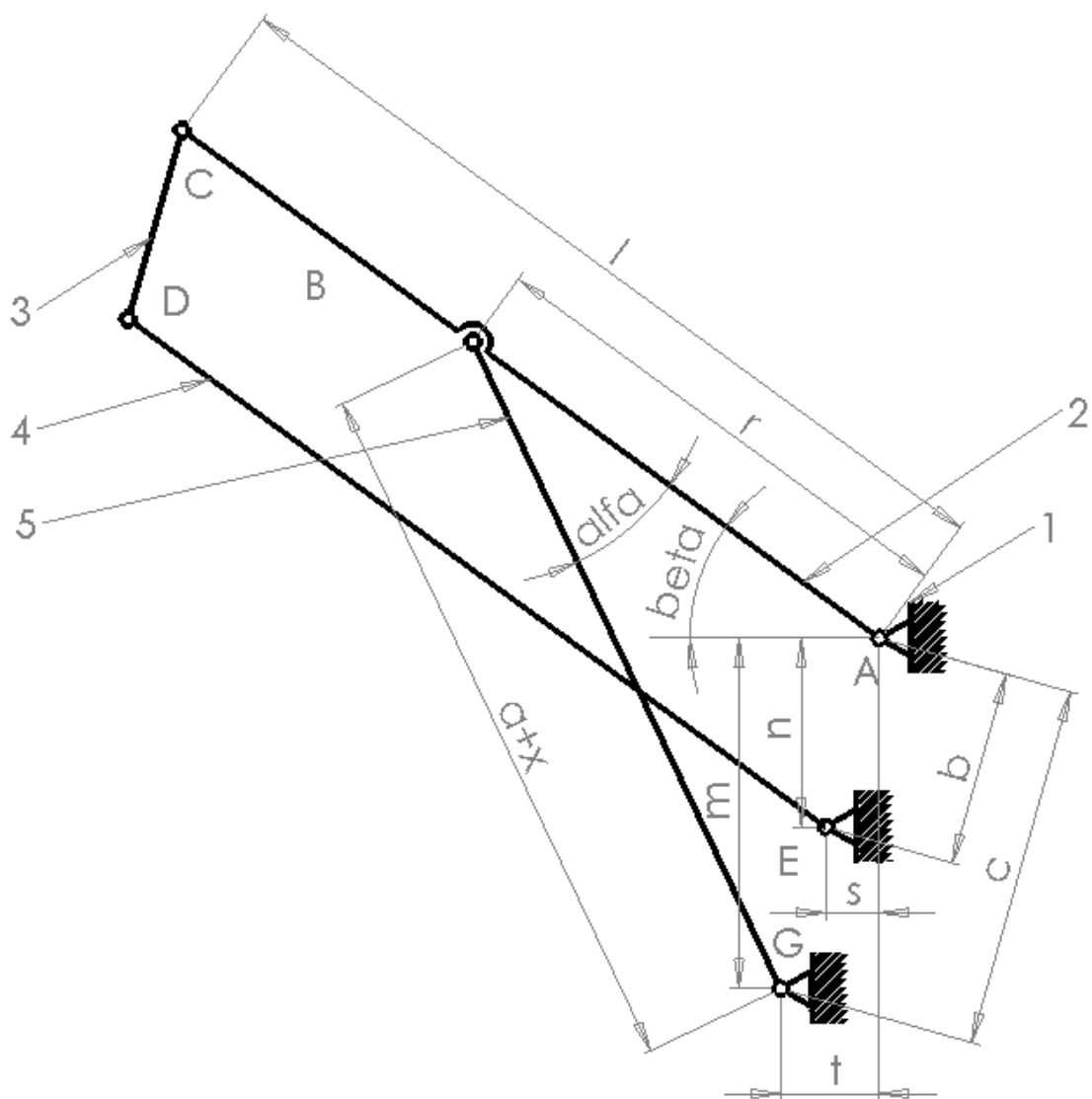


*Obr. 5 Polohy pantografu*

Lineární aktuátor bude ukotven v základně a v horním ramenu, to znamená, že horní rameno bude namáháno na ohyb. Spodní rameno bude namáháno pouze na tah nebo tlak (vzpěr).

Základní rozměry jsem volil tak, aby byla dodržena podmínka minimálního zdvihu 400 mm. Základní rozměry a označení vazeb a těles jsou patrné na obrázku (Obr. 6). Zvolené hodnoty uvádí (Tab. 1)

Zdvih motoru  $x$  a jeho zasunutou délku  $a$  jsem volil předběžně pro pohon od společnosti Linak a to LA27 s tím, že jeho silovou variantu určím po výpočtové části.



Obr. 6 Rozměry mechanismu

Tab. 1 Rozměry mechanismu

Rozměr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Délka horního a spodního ramene	$l$	480	mm
Rameno pohonu	$r$	280	mm
Délka pohonu	$a$	300	mm
Výsun pohonu	$x$	0 – 150	mm
Svislá vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu	$m$	207,2	mm



Kolmá vzdálenost ramen	b	109,2	mm
Vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu	c	216,6	mm
Svislá vzdálenost ramen	n	105	mm
Vodorovná vzdálenost ramen	s	30	mm
Vodorovná vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu	t	63,1	mm





### 3 STUPEŇ VOLNOSTI A SILOVÉ PŮSOBENÍ

#### 3.1 KONTROLA STUPNĚ VOLNOSTI

Základem řešení návrhu pantografického mechanismu pro zvedání je silové působení na jednotlivé prvky mechanismu. Před samotným silovým působením je třeba zkontrolovat samotnou funkčnost mechanismu, a to kontrolou stupně volnosti. Stupeň volnosti udává počet možných pohybů, a to rotace a translace vůči osám souřadného systému. Stupeň volnosti jsem zkontroloval vztahy (1,2,3). Mechanismus jsem řešil pouze ve 2D, a to z důvodu, že prostorové řešení nemá vliv na funkčnost.

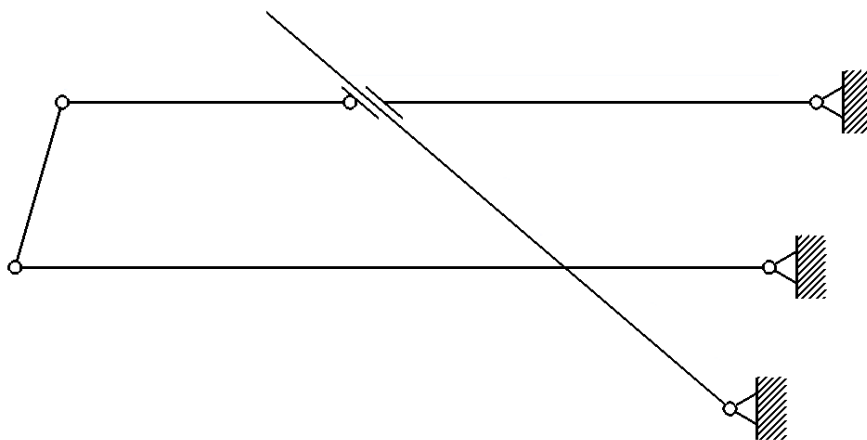
$$i = i_v x (p - 1) - v \quad (1)$$

$$i = 3x(6 - 1) - 14 \quad (2)$$

$$i = 1^\circ \quad (3)$$

kde  $i$  je počet stupňů volnosti v prostoru,  $p$  je počet částí mechanismu a  $v$  je počet stupňů volnosti odebraný vazbami

Kde jednotlivé parametry jsou patrné z obrázku (Obr. 7).



Obr. 7 Princip mechanismu

Výsledný počet stupňů volnosti vyšel ve vztahu (3)  $1^\circ$  volnosti. To znamená, že těleso vykonává právě jeden pohyb, a to rotaci, což je požadovaný parametr pro zaručení funkčnosti mechanismu.

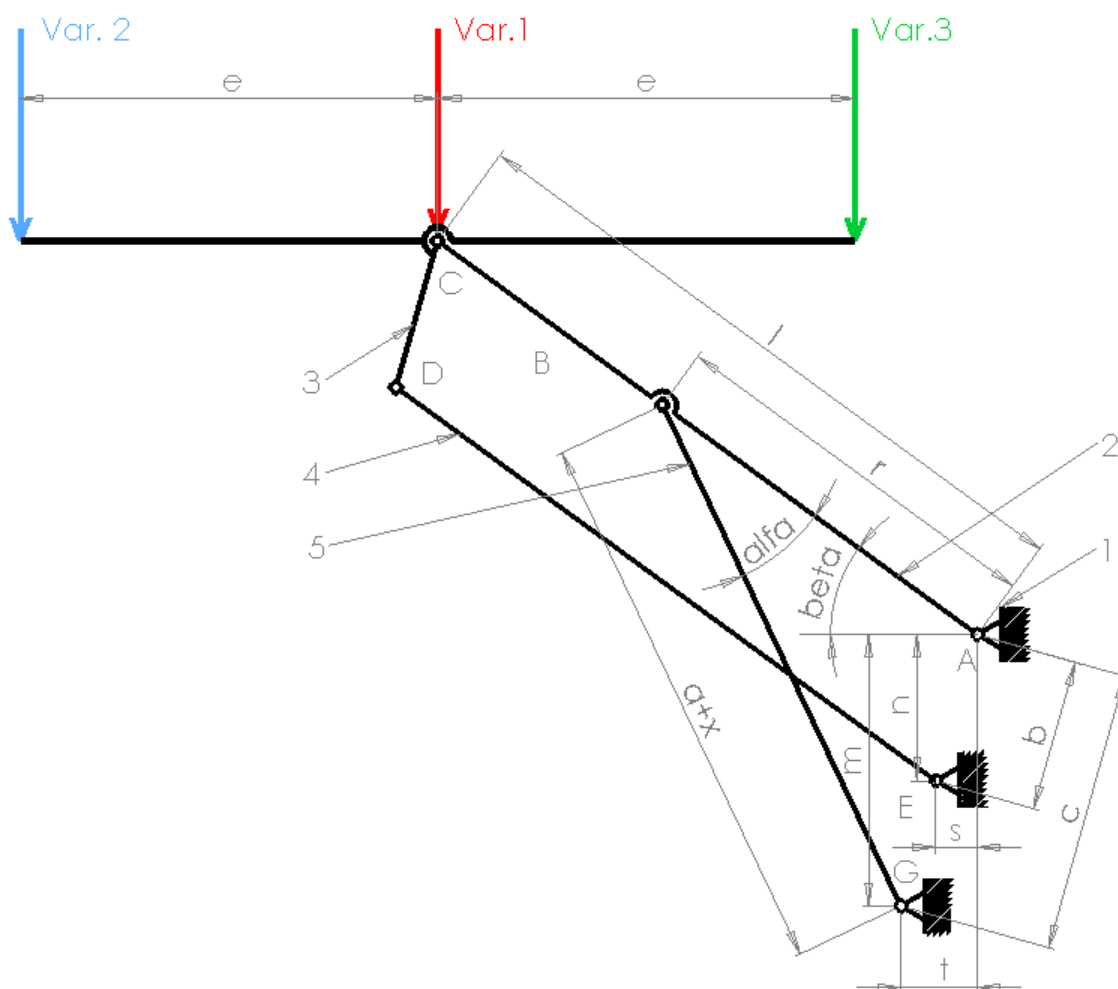
#### 3.2 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA MECHANISMUS A VVÚ

Pro výpočet VVÚ (výsledných vnitřních účinků) je třeba nejprve stanovit silové působení na mechanismus. Tím je především síla vzniklá od zátěže, tedy od hmotnosti pacienta, mechanismu křesla a příslušenství. Díky předpokládaným hmotnostem (viz kap. 1.2) jsem spočítal sílu působící na mechanismus.



Řešení jsem rozdělil na tři varianty podle působiště síly a to tak, abych mohl určit maximální síly na jednotlivé části. Pro první variantu jsem zvolil místo působiště do horního čepu horního ramena (Obr. 8 vazba C). Protože není jasné, jak bude vypadat a kde bude umístěn sedák křesla, jsem ve druhé a třetí variantě umístil působiště mimo tento horní čep. Jako ramena těchto sil jsem zvolil  $e$  (viz obr. 8) a jeho hodnotu (viz Vztah 4). Všechny varianty a rozměry jsou patrné z obrázku (Obr. 8).

$$e = 300 \text{ mm} \quad (4)$$



Obr.8 Rozměry a působiště sil

Výpočet zatěžující síly zobrazuje (vztah 5,6,7):

$$F = (m_z + m_k + m_p) \cdot g \quad (5)$$

$$F = (160 + 20 + 80) \cdot 9,81 \quad (6)$$

$$F = 2550,6 \text{ N} \quad (7)$$

kde  $F$  je síla na mechanismus,  $m_z$  je hmotnost zatížení křesla,  $m_k$  je hmotnost křesla,  $m_p$  je hmotnost příslušenství, a  $g$  je gravitační zrychlení ( $g=9,81 \text{ ms}^{-2}$ )



Pro další výpočty bylo nutné stanovit úhly natočení  $\alpha$  a  $\beta$  (viz vztah 8,9) v závislosti na vysunutí  $x$  lineárního aktuátoru.

$$\alpha = \arccos \frac{(a+x)^2 + r^2 - c^2}{(a+x) \times 2 \times r} \quad (8)$$

$$\beta = \left( \arccos \frac{r^2 + c^2 - (a+x)^2}{2 \times r \times c} \right) - \left( \arcsin \frac{m}{c} \right) \quad (9)$$

kde  $\alpha$  je úhel mezi horním ramenem a pohonem  $\beta$  je úhel mezi základnou a ramenem,  $a$  je délka pohonu v zasunutém stavu,  $x$  vysunutí pohonu,  $r$  rameno pohonu,  $c$  vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu,  $m$  svislá vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu,  $c$  vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu

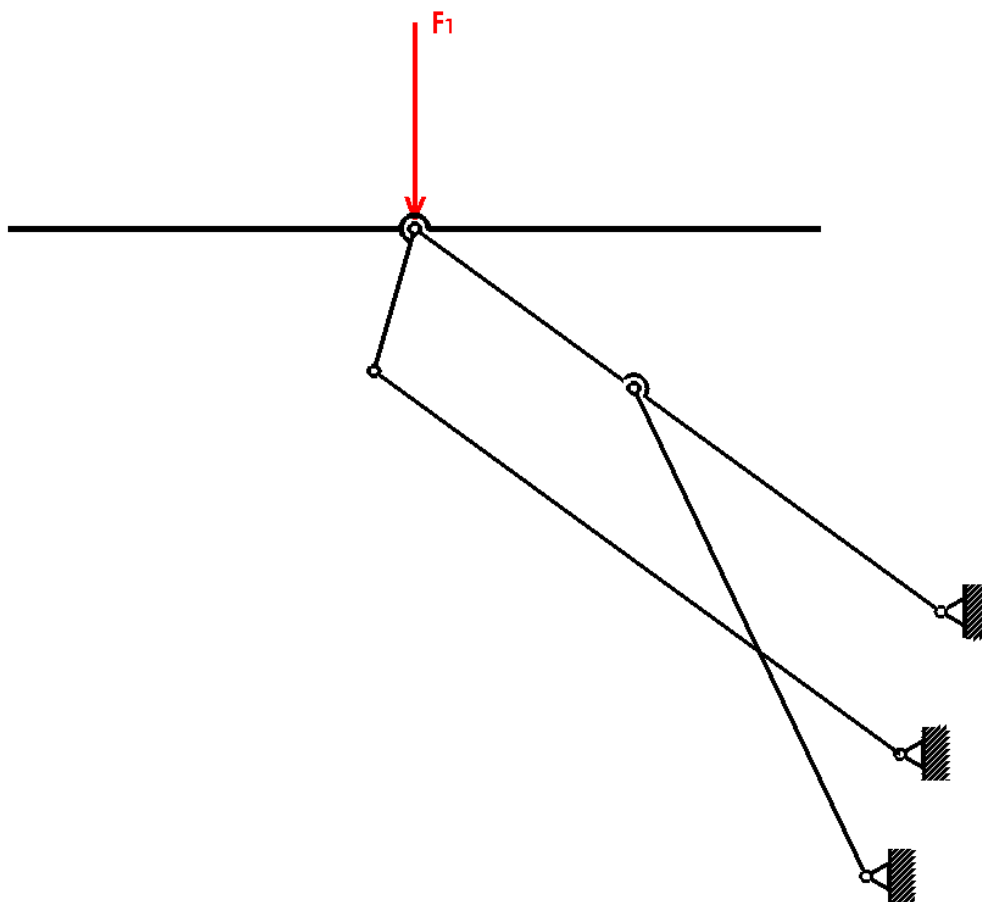
Tyto vztahy byly nezbytné pro vytvoření matematických modelů.

### 3.2.1 PRVNÍ VARIANTA PŮSOBIŠTĚ SÍLY

Působíště síly je znázorněno na obrázku (Obr. 9). Jak je vidět síly  $F_1$  je umístěna do horního čepu horního ramene a má velikost vztah (10,11)

$$F_1 = F \quad (10)$$

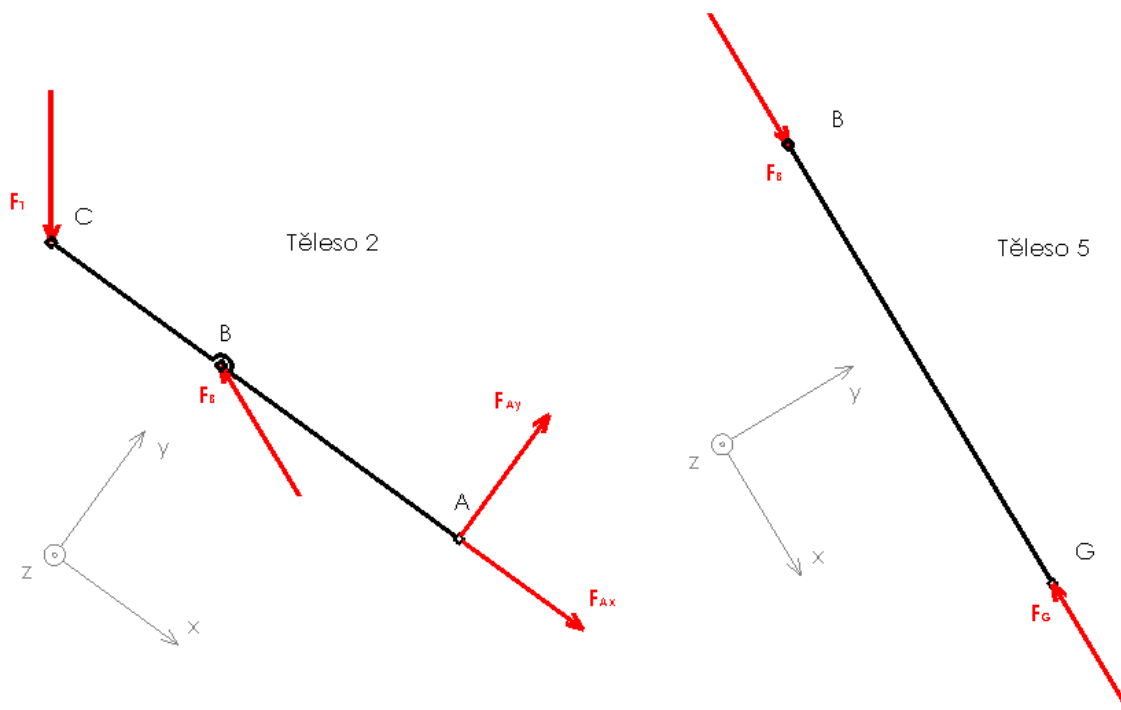
$$F_1 = 2550,6 \text{ N} \quad (11)$$



Obr. 9 Působíště síly 1. varianta



Jestliže síla působí přímo v místě horního čepu (Obr. 5 bod C), není dolní rameno zatíženo žádnou silou, proto jej v řešení první varianty nebudu uvažovat. Uvolněním všech částí (viz Obr. 10) jsem mohl sestavit rovnice (12-15) pro vyjádření sil v závislosti na natočení  $x$ .



Obr. 10 Uvolnění těles 1. varianta

Silové rovnice pro těleso 2:

$$\sum F_x : \sin(\beta) \times F_1 - \cos(\alpha) \times F_{B1} + F_{Ax1} = 0 \quad (12)$$

$$\sum F_y : -\cos(\beta) \times F_1 + \sin(\alpha) \times F_{B1} + F_{Ay1} = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_A : \cos(\beta) \times F_1 \times l - \sin(\alpha) \times F_{B1} \times r = 0 \quad (14)$$

Silové rovnice pro těleso 5:

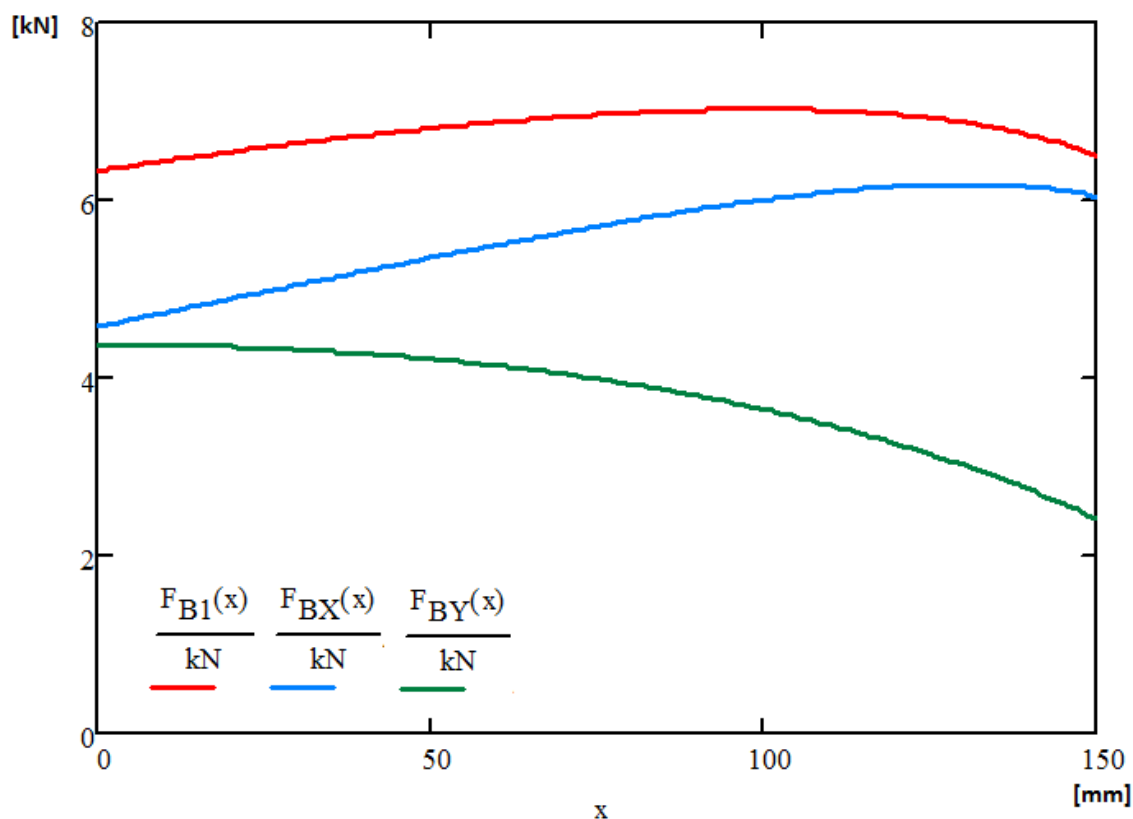
$$\sum F_x : F_{B1} - F_{G1} = 0 \quad (15)$$

Díky těmto rovnicím jsem mohl stanovit osovou sílu na motor, tedy sílu  $F_{B1}$  její příslušné složky  $F_{Bx1}$  a  $F_{By1}$  (viz vztahy 16,17,18) a sestavit graf (Obr. 11), jenž vyjadřuje závislost osové síly na natočení ramena.

$$F_{B1} = \frac{F_1 \times \cos(\beta) \times l}{\sin(\alpha) \times r} \quad (16)$$

$$F_{Bx1} = F_{B1} \times \cos(\alpha) \quad (17)$$

$$F_{By1} = F_{B1} \times \sin(\alpha) \quad (18)$$



Obr. 11 Průběh osové síly pohonu 1. varianta

Z grafu průběhu osové síly na pohon v závislosti na vysunutí (Obr. 11), jsem určil velikost maximální síly na pohon (vztah 19).

$$F_{BMAX1} = 7022,15 \text{ N} \quad (19)$$

kde  $F_{BMAX1}$  je maximální osová síla pohonu

Tato hodnota bude sloužit jako návrh pohonu.

Dále jsem provedl výsledný momentový účinek pro druhé těleso (Obr. 10 těleso 2), který je definován Vztahy (25,26) Pro vztahy jsem použil hodnoty v místě, kde bude ohybová síla největší, což je vidět v grafu (Obr. 11) křivka síly  $F_{By}$ , a to při hodnotách viz (vztahy 20,21,22).

$$F_{B1} = 6330,28 \text{ N} \quad (20)$$

kde  $F_{B1}$  je osová síla na pohon pro tuto polohu

$$\alpha_1 = 43,687^\circ \quad (21)$$

kde  $\alpha_1$  je úhel mezi horním ramenem a pohonem pro tuto polohu

$$\beta_1 = 0^\circ \quad (22)$$

kde  $\beta_1$  je úhel mezi základnou a ramenem pro tuto polohu



$$x_1 \in (0, r) \quad (23)$$

kde  $x_1$  je vzdálenost první části na intervalu od 0 do  $r$

$$x_2 \in (r, l) \quad (24)$$

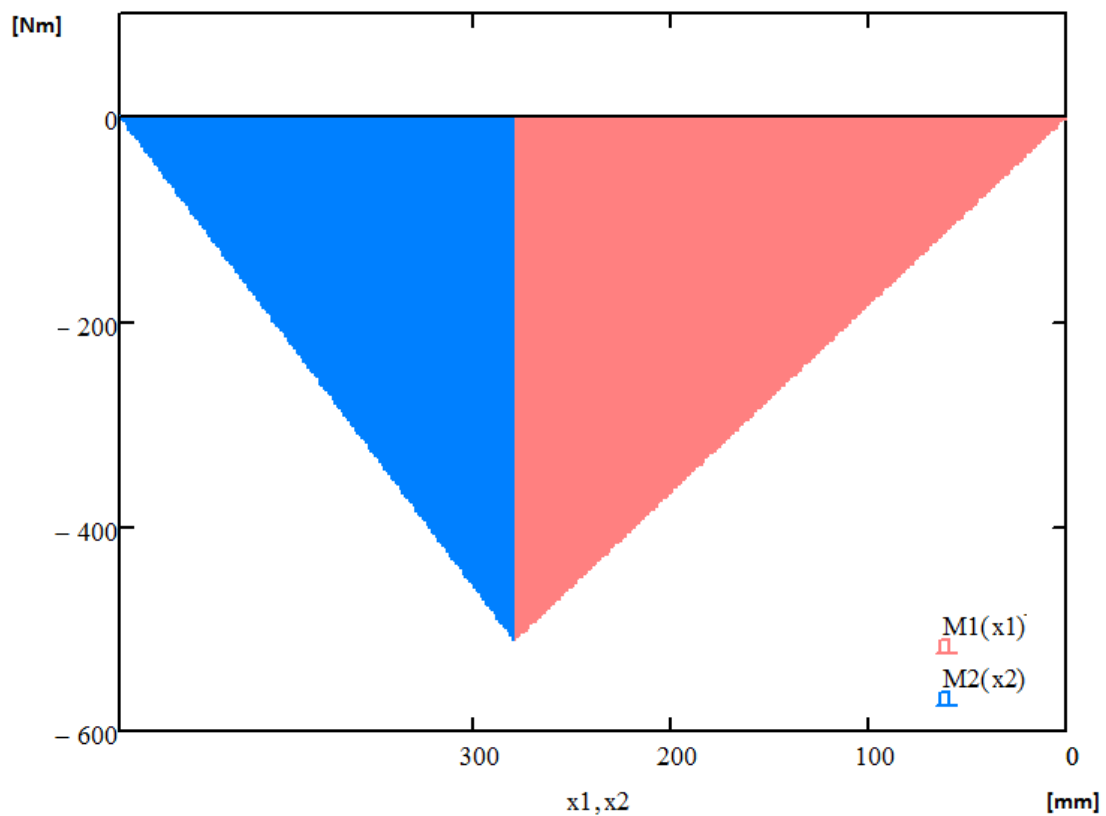
kde  $x_2$  je vzdálenost druhé části na intervalu od  $r$  do  $l$

$$M_1(x_1) = (-F_{B1} \times \sin(\alpha_1) + F_1 \times \cos(\beta_1)) \times x_1 \quad (25)$$

kde  $M_1(x_1)$  je moment závislosti na poloze  $x_1$

$$M_2(x_2) = -((F_1 - F_{B1} \times \sin(\alpha_1)) \times r - F_1 \times \cos(\beta_1) \times (x_2 - r)) \quad (26)$$

kde  $M_2(x_2)$  je moment závislosti na poloze  $x_2$



Obr. 12 Momentový vnitřní účinek na horní rameno I. varianta

Z grafu (Obr. 12) je vidět místo a velikost ohybového momentu. Největší ohybový moment jsem uvažoval pro spodní polohu, tedy pro úhel natočení  $\beta_1=0$ , protože je zde největší ohybová složka síly  $F_B$ . Je patrné že největší ohybový moment se nachází v místě horního oka pohonu (vztah 27).

$$M_{OMAX1} = 510,11 Nm \quad (27)$$

kde  $M_{OMAX1}$  je maximální ohybový moment v horním rameni

Tato hodnota bude sloužit pro předběžný návrh horního ramene.



Dále jsem z silových rovnic pro těleso 2 a 3 (Obr. 10) určil výsledné síly,  $F_{A1}$  a  $F_{C1}$ , v čepích, a to pro horní a dolní čep horního ramena vis (vztahy 28-38). Síly jsem počítal pro spodní polohu ramene, a to z důvodu, že zde na čep působí celá složka síly  $F_B$ .

Síla na horní čep C:

$$F_{C1} = F_1 \quad (28)$$

$$F_{C1} = 2550,6 \text{ N} \quad (29)$$

Síla na spodní čep A:

$$F_{AX1} = F_{BMAX1} \times \cos(\alpha_1) \quad (30)$$

$$F_{AX1} = 7022,15 \times \cos(43,687) \quad (31)$$

$$F_{AX1} = 5077,8 \text{ N} \quad (32)$$

$$F_{AY1} = F_{BMAX1} \times \sin(\alpha_1) - F_1 \times \cos(\beta_1) \quad (33)$$

$$F_{AY1} = 7022,15 \times \sin(43,687) - 2550,6 \times \cos(0) \quad (34)$$

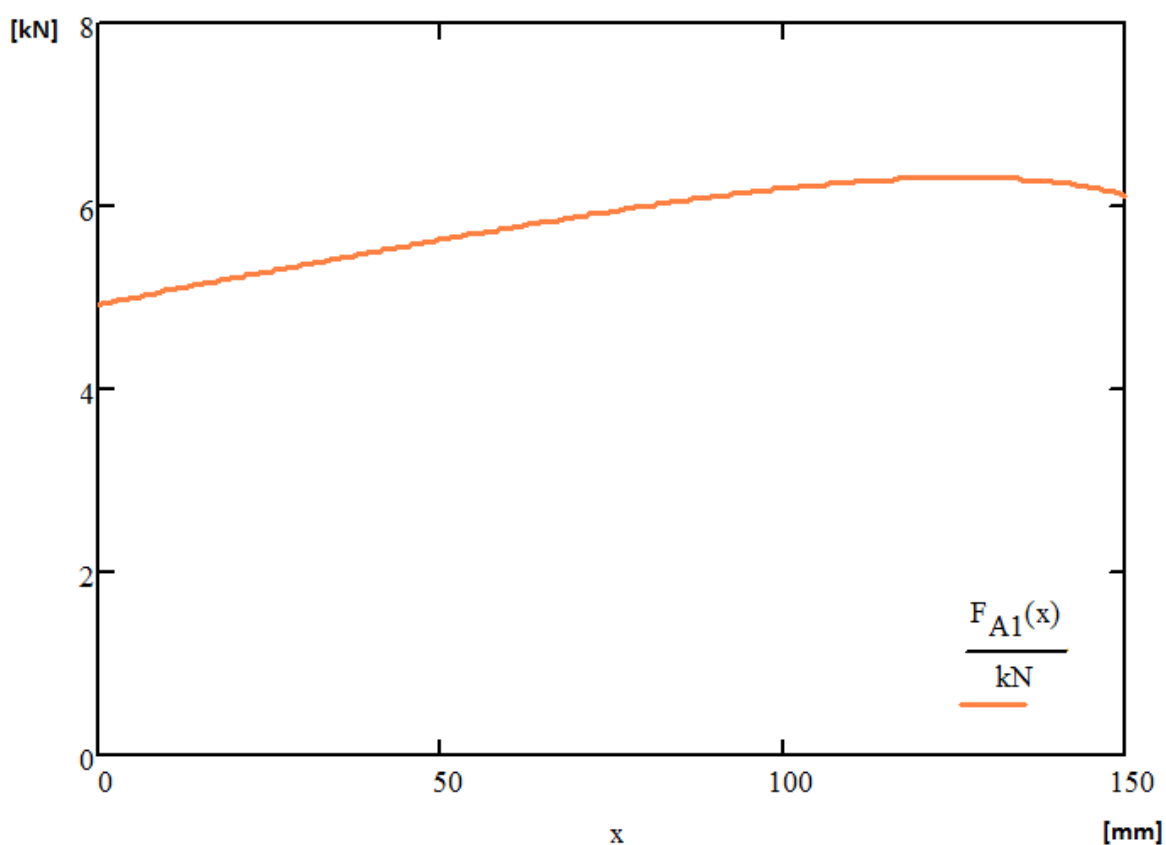
$$F_{AY1} = 2299,72 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{A1} = \sqrt{F_{AX1}^2 + F_{AY1}^2} \quad (36)$$

$$F_{A1} = \sqrt{5077,8^2 + 2299,72^2} \quad (37)$$

$$F_{A1} = 4926,79 \text{ N} \quad (38)$$

Z vypočtených hodnot matematické simulace (Obr. 13) ovšem vyplývá, že nejvyšší hodnota zatížení není, jak jsem předpokládal v spodní ale před horní úvratí proto do budoucna budu procovat s touto (vyšší) hodnotou (viz Tab.2).



Obr. 13 Průběh síly v čepu A 1. varianta

Tab. 2 Přehled sil 1. varianta

Působíště síly	Označní	Velikost v dolní úvrať (x=0mm)	Velikost v horní úvrať (x=150mm)	Maximální hodnota	Jednotky
V spodním čepu horního ramene	$F_{A1}$	4926,79	6124,44	6309,99 (x=125mm)	N
V ose pohonu	$F_{B1}$	6330,28	6506,29	7022,15 (x=100mm)	N
V horním čepu horního ramene	$F_{C1}$	2550,6	2550,6	2550,6 (x=0-150mm)	N



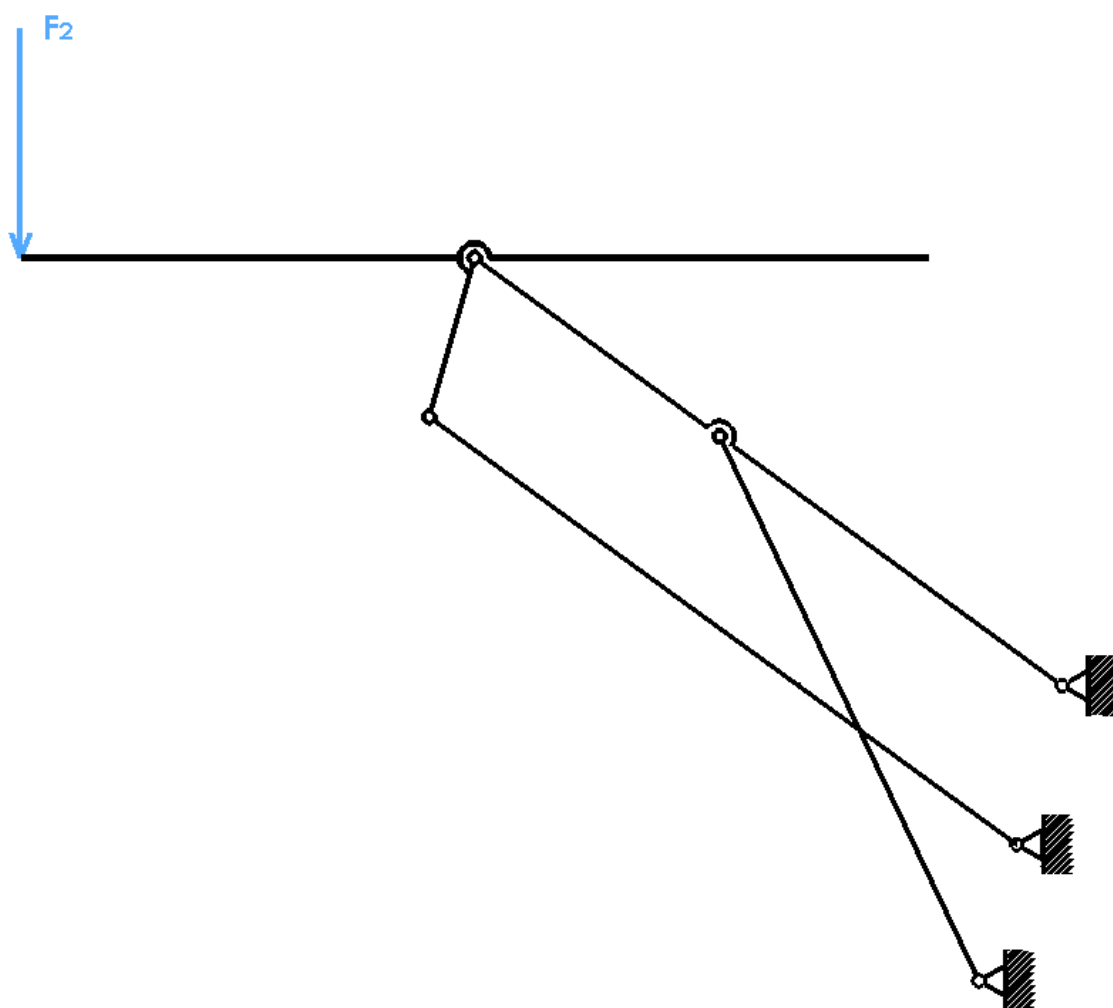


### 3.2.2 DRUHÁ VARIANTA PŮSOBIŠTĚ SÍLY

Působíště síly je v této variantě posunuto o vzdálenost  $e$  (viz Obr. 14) a má velikost (vztah 39,40)

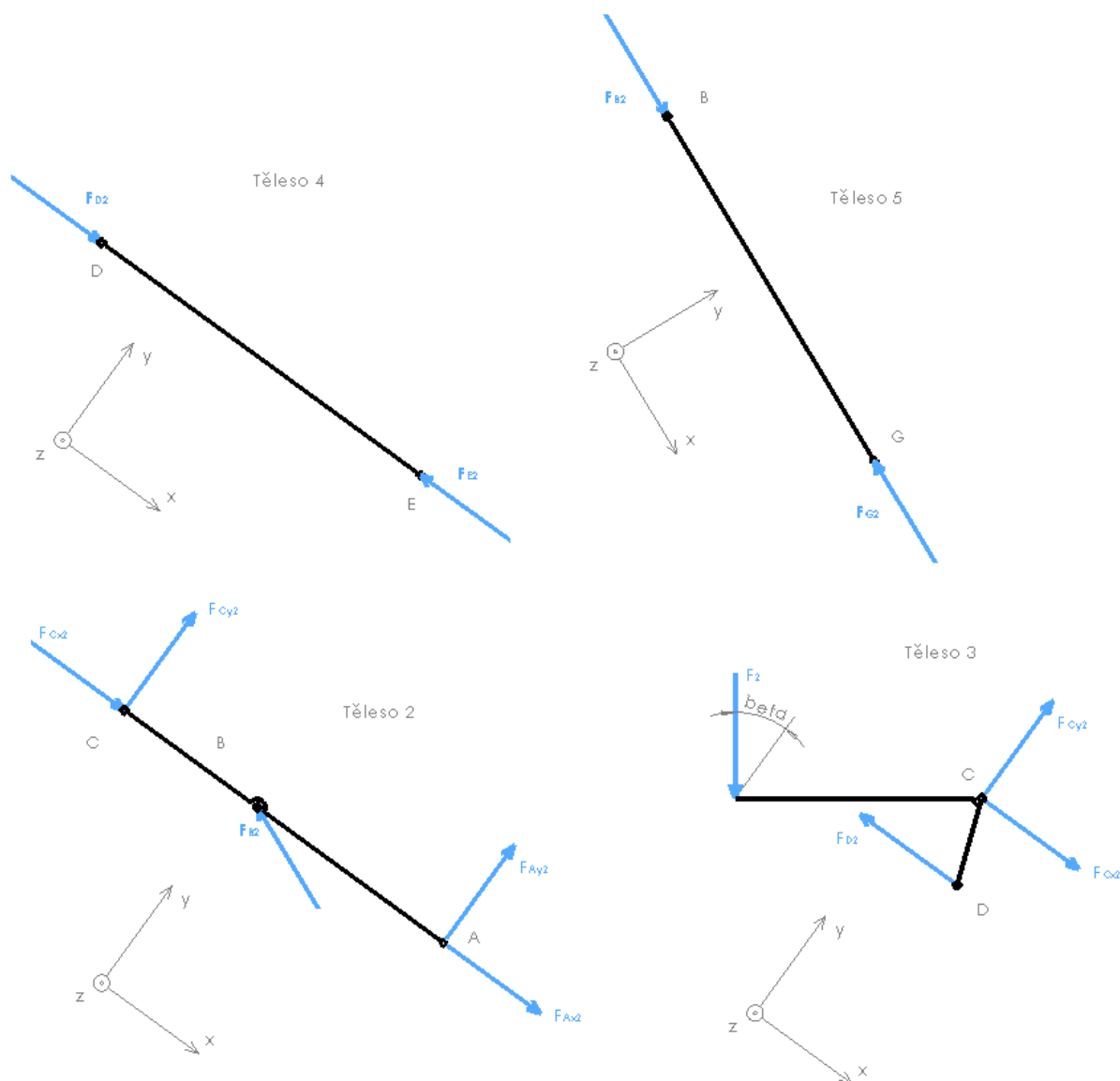
$$F_2 = F \quad (39)$$

$$F_2 = 2550,6 \text{ N} \quad (40)$$



Obrázek 14 Působíště síly 2. varianta

V tomto případě je již spodní rameno zatíženo momentem vzniklým od posunutí síly na rameni  $e$ , proto je zahrnuto do výpočtu.



Obr. 15 Uvolnění těles 2. varianta

Silové rovnice pro těleso 2:

$$\sum F_x : F_{Cx2} + F_{Ax2} - F_{B2} \times \cos(\alpha) = 0 \quad (41)$$

$$\sum F_y : F_{Cy2} + F_{Ay2} + F_{B2} \times \sin(\alpha) = 0 \quad (42)$$

$$\sum M_A : -F_{Cy2} \times l - F_{B2} \times \sin(\alpha) \times r = 0 \quad (43)$$

Silové rovnice pro těleso 3:

$$\sum F_x : F_{Cx2} - F_{D2} + F_{x2} = 0 \quad (44)$$

$$\sum F_y : -F_{y2} + F_{Cy2} = 0 \quad (45)$$

$$\sum M_C : F_2 \times e - F_{D2} \times \cos(\beta) \times m - F_{D2} \times \sin(\beta) \times s = 0 \quad (46)$$



Doplňkové rovnice pro těleso 3:

$$F_{x2} = F_2 \times \sin(\beta) \quad (47)$$

$$F_{y2} = F_2 \times \cos(\beta) \quad (48)$$

Silové rovnice pro těleso 4:

$$\sum F_x : F_{D2} - F_{E2} = 0 \quad (49)$$

Silové rovnice pro těleso 5:

$$\sum F_x : F_{B2} - F_{G2} = 0 \quad (50)$$

Díky těmto rovnicím (vztah 41-50) jsem mohl stanovit osovou sílu na motor, tedy sílu  $F_{B2}$  (viz vztah 51) a sestrojil graf (Obr. 16), jež vyjadřuje závislost osové síly na natočení ramena.

$$F_{B2} = \frac{F_2 \times \cos(\beta) \times l}{\sin(\alpha) \times r} \quad (51)$$

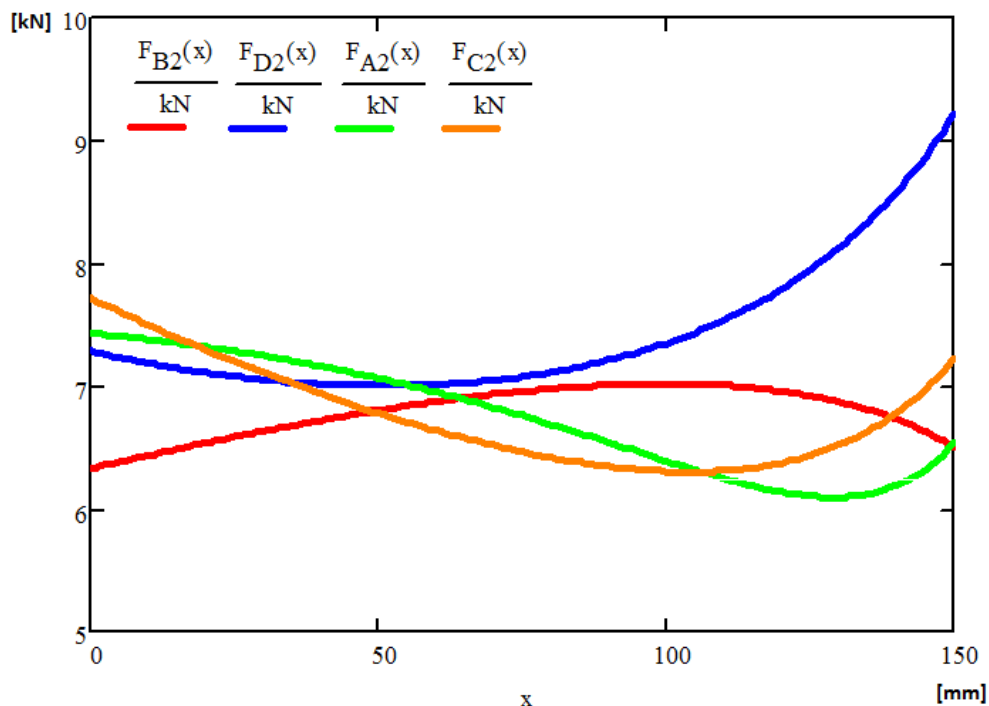
Z tohoto vztahu je zřetelně vidět že průběh síly  $F_{B2}$  je shodný s průběhem síly  $F_{B1}$  v závislosti na natočení. To znamená, že osová síla na motor se v závislosti na působišti zatížení nezmění (viz vztah 52). Což také můžeme vidět v grafu (Obr.16).

$$F_{B2} = F_{B1} \quad (52)$$

Výpočet osové síly  $F_{D2}$  na spodní rameno potom bude (vztah 53)

$$F_{D2} = \frac{F_2 \times e}{\cos(\beta) \times n + \sin(\beta) \times s} \quad (53)$$

Na obrázku (Obr. 16) je znázorněna síla  $F_{B2}$  a osová síla ve spodním rameni  $F_{D2}$ . Z tohoto grafu jasně vyplývá, že největší osová síla ve spodním rameni bude v horní úvrati (tedy  $x=150\text{mm}$ ).



Obr 16 Závislost osově síly ve spodním rameni a síly v pohonu na natočení 2. varianta

Osová síla ve spodním rameni v nejvyšší úvratí (tedy při vysunutí pohonu  $x=150\text{mm}$ ) je rovna (vztah. 54) při hodnotách (vztah 55,56) .

$$F_{D_{MAX2}} = 9216,93 \text{ N} \quad (54)$$

$$\alpha_{150} = 21,79^\circ \quad (55)$$

$$\beta_{150} = 56,46^\circ \quad (56)$$

Vzhledem k stejným hodnotám  $F_{B1}$  a  $F_{B2}$  (vztah 52) bude průběh momentových vnitřních účinků na horní rameno stejný jako pro první variantu.

$$F_{B2} = 6330,28 \text{ N} \quad (57)$$

$$\alpha_2 = 43,687^\circ \quad (58)$$

$$\beta_2 = 0^\circ \quad (59)$$

Dále jsem z silových rovnic pro těleso 2, 3, 4 a 5 určil výsledné síly,  $F_A$ ,  $F_C$ ,  $F_D$  a  $F_E$  viz (vztahy 60-67).

Síly  $F_A$ ,  $F_C$  jsem počítal pro spodní polohu ramene, a to z důvodu že zde na čep působí celá složka síly  $F_B$ .

Síly  $F_D$  a  $F_E$  jsem počítal pro nejvyšší polohu mechanismu a to z důvodu že zde působí největší síla  $F_{D2}$ .



Síly na čepy  $F_{A2}$ ,  $F_{C2}$  a  $F_{E2}$  v závislosti na natočení můžeme také vidět v grafu (Obr. 16), kde je pro  $F_{A2}$  a  $F_{C2}$  největší síla v dolní poloze mechanismu (tedy  $x=0\text{mm}$ ).

Síla na čep A:

$$F_{A2} = \left( (-F_2 \cdot \cos(\beta_2)) - F_{B2} \times \sin(\alpha_2) \right)^2 + \left( F_{B2} \times \cos(\alpha_2) - \frac{F_2 \times e}{\cos(\beta_2) \times n + \sin(\beta_2) \times s} - F_2 \times \sin(\beta_2) \right)^2 \quad (60)$$

$$F_{A2} = 7434,56 \text{ N} \quad (61)$$

Síla na čep C:

$$F_{C2} = \sqrt{\left( \frac{F_2 \times e}{\cos(\beta_2) \times n + \sin(\beta_2) \times s} - F_2 \times \sin(\beta_2) \right)^2 + F_2 \cdot \cos(\beta_2)^2} \quad (62)$$

$$F_{C2} = 7719,77 \text{ N} \quad (63)$$

Síla na čep D:

$$F_{D2} = \frac{F_2 \times e}{\cos(\beta_{150}) \times n + \sin(\beta_{150}) \times s} \quad (64)$$

$$F_{D2} = 9216,93 \text{ N} \quad (65)$$

Síla na čep E

$$F_{E2} = F_{D2} \quad (66)$$

$$F_{E2} = 9216,93 \text{ N} \quad (67)$$

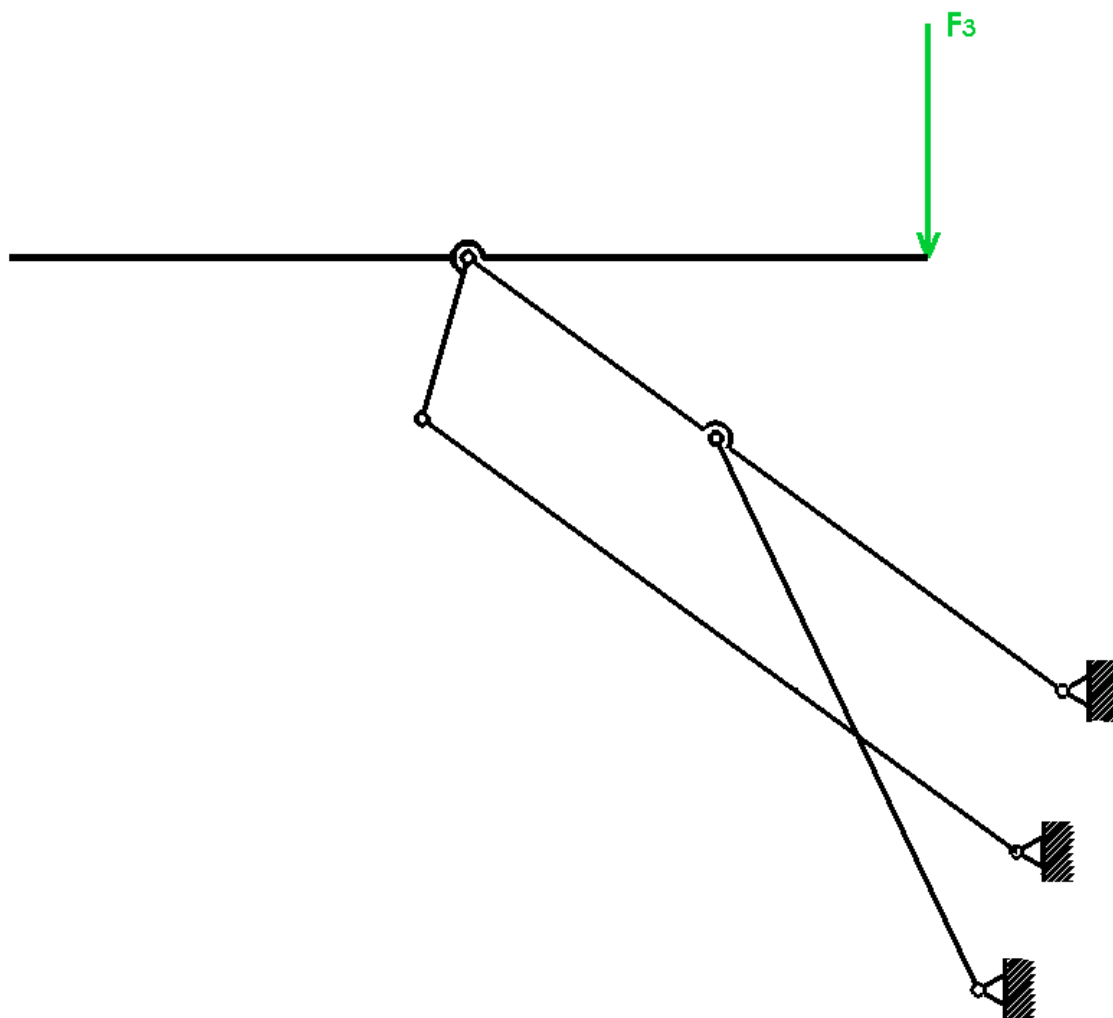
Tab. 3 Přehled sil 2. varianta

Působíště síly	Označení	Velikost v dolní úvrat' ( $x=0\text{mm}$ )	Velikost v horní úvrat' ( $x=150\text{mm}$ )	Maximální hodnota	Jednotky
V spodním čepu horního ramene	$F_{A2}$	7434,56	6537,54	7434,56 ( $x=0\text{mm}$ )	N
V ose pohonu	$F_{B2}$	6332,08	6506,29	7022,15 ( $x=100\text{mm}$ )	N
V horním čepu horního ramene	$F_{C2}$	7719,77	7229,67	7719,77 ( $x=0\text{mm}$ )	N
V horním čepu spodního ramene	$F_{D2}$	7286,89	9216,93	9216,93 ( $x=150\text{mm}$ )	N



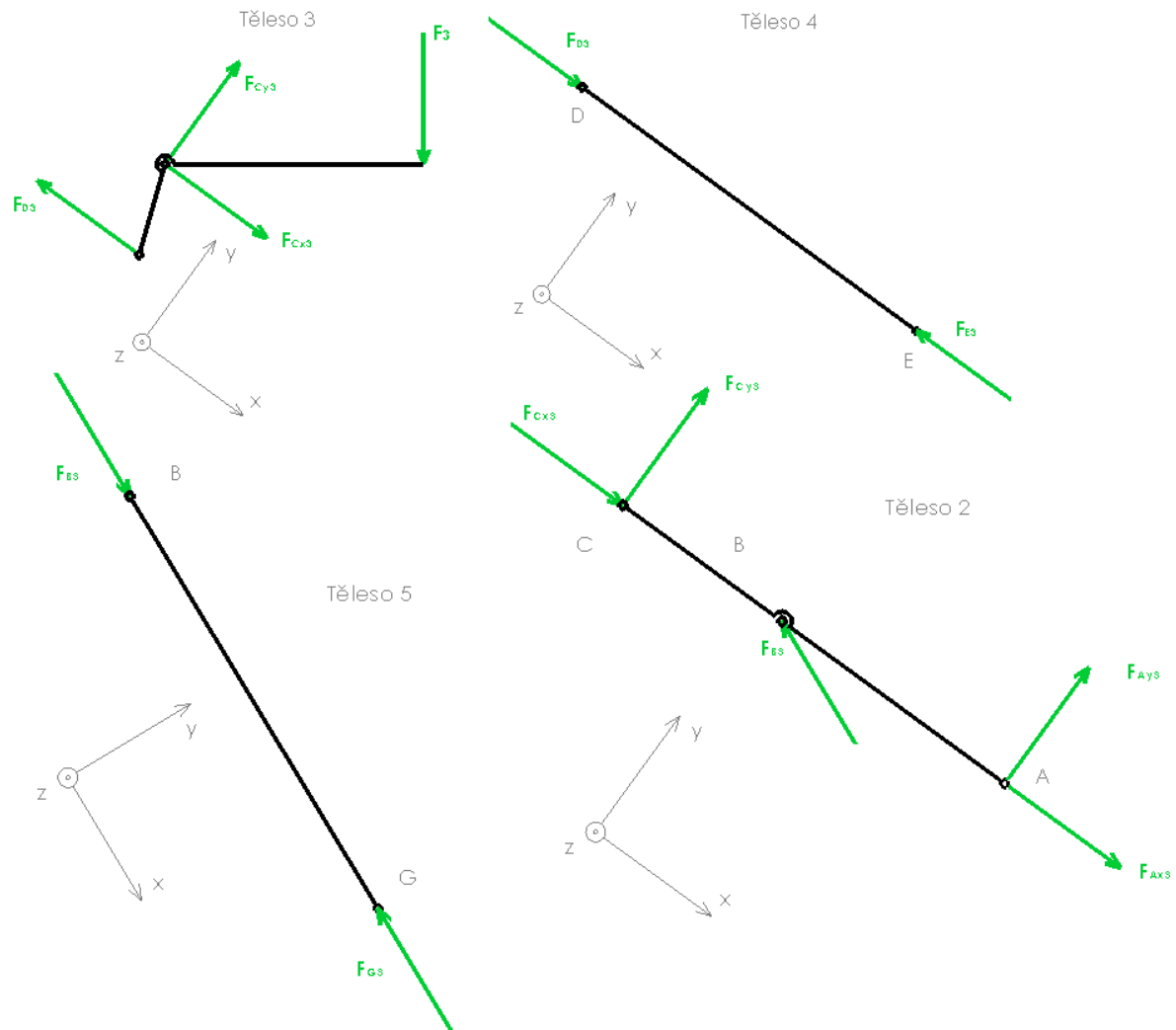
V dolním čepu spodního ramene	$F_{E2}$	7286,89	9216,93	9216,93 ( $x=150\text{mm}$ )	N
-------------------------------	----------	---------	---------	---------------------------------	---

### 3.2.3 TŘETÍ VARIANTA PŮSOBIŠTĚ SÍLY



Obr. 17 Působišťe sil 3. varianta

Tato varianta je velice podobná variantě druhé, ovšem s opačnou orientací ramene působíště síly.



Obr. 18 Uvolnění těles 3. varianta

Silové rovnice pro těleso 2:

$$\sum F_x : F_{Cx3} + F_{Ax3} - F_{B3} \times \cos(\alpha) = 0 \quad (68)$$

$$\sum F_y : F_{Cy3} + F_{Ay3} + F_{B3} \times \sin(\alpha) = 0 \quad (69)$$

$$\sum M_A : -F_{Cy3} \times l - F_{B3} \times \sin(\alpha) \times r = 0 \quad (70)$$

Silové rovnice pro těleso 3:

$$\sum F_x : F_{Cx3} - F_{D3} + F_{x3} = 0 \quad (71)$$

$$\sum F_y : -F_{y3} + F_{Cy3} = 0 \quad (72)$$

$$\sum M_C : -F_3 \times e - F_{D3} \times \cos(\beta) \times n - F_{D3} \times \sin(\beta) \times s = 0 \quad (73)$$



Doplňkové rovnice pro těleso 3:

$$F_{x3} = F_3 \times \sin(\beta) \quad (74)$$

$$F_{y3} = F_3 \times \cos(\beta) \quad (75)$$

Silové rovnice pro těleso 4:

$$\sum F_x : F_{D3} - F_{E3} = 0 \quad (76)$$

Silové rovnice pro těleso 5:

$$\sum F_x : F_{B3} - F_{G3} = 0 \quad (77)$$

Díky těmto rovnicím jsem mohl stanovit osovou sílu na motor, tedy sílu  $F_{B3}$  (viz vztah 78).

$$F_{B3} = \frac{F_3 \times \cos(\beta) \times l}{\sin(\alpha) \times r} \quad (78)$$

Z tohoto vztahu je zřetelně vidět, že průběh síly  $F_{B3}$  je shodný s průběhem síly  $F_{B1}$  a  $F_{B2}$  v závislosti na natočení. To znamená, že osová síla na motor se v závislosti na působišti zatížení nezmění viz (vztah 79).

$$F_{B3} = F_{B2} = F_{B1} \quad (79)$$

Výpočet osové síly  $F_{D3}$  na spodní rameno potom bude (viz vztah 80)

$$F_{D3} = \frac{-F_3 \times e}{\cos(\beta) \times n + \sin(\beta) \times s} \quad (80)$$

Z tohoto vztahu je jasně vidět, že síla na spodní rameno má stejnou velikost jako pro druhou variantu, ale s opačným znaménkem. To znamená, že můj předpoklad, že spodní rameno bude namáháno na tlak (vzpěr) byl chybný. Rameno je namáháno na tah.

Vzhledem k tomu, že druhá a třetí varianta se liší pouze v působišti zatížení, tím se pouze změní orientace osové síly na spodní rameno. Proto pro tento případ platí stejné síly a průběhy jako pro variantu druhou.

### 3.3 PŘEHLED VÝSLEDKŮ SILOVÉHO PŮSOBENÍ A VVÚ

Z vypočtených a zhodnocených třech variant jsem porovnal výsledky a to tak že jsem uvažoval hodnoty sil větší. Výsledné hodnoty sil na čepy jsem zpracoval do (Tab. 3). Z této tabulky je jasně vidět, že osová síla na motor se při posunu zatížení nezmění. Naopak síly v čepech horního ramene se při vychýlení síly zvětší. Síla na spodní táhlo  $F_D, F_E$  se změní a to na sílu opačnou tedy s opačným znaménkem. To znamená že ve 3. variantě je táhlo namáháno na tah a v 2. variantě je namáháno na tlak. Vzhledem ke své délce a štíhlosti bude třeba při konstrukci táhlo zkontrolovat na vzpěr.





Tab. 3 Srovnání výsledků silového působení

Působíště síly	Označení	Maximum síly pro 1.variantu	Maximum síly pro 2.variantu	Maximum síly pro 3.variantu	Nejvyšší hodnota	Jednotky
V spodním čepu horního ramene	$F_A$	6309,99	7434,56	7434,56	7434,56	N
V ose pohonu	$F_B$	7022,15	7022,15	7022,15	7022,15	N
V horním čepu horního ramene	$F_C$	2550,6	7719,77	7719,77	7719,77	N
V horním čepu spodního ramene	$F_D$	-	9216,93	- 9216,93	±9216,93	N
V dolním čepu spodního ramene	$F_E$	-	9216,93	- 9216,93	±9216,93	N



## 4 NÁVRH POHONU

### 4.1 VARIANTY POHONŮ

Jak již bylo zmíněno v úvodu, první křesla na elektrický pohon byla hydraulická. Perfektně byla využita velká osová síla hydraulického válce v sestavě pantografu křesla.

Nevýhodou ale zůstala snadná možnost programování polohy křesla, častá poruchovost v podobě úniku hydraulického oleje a velikost. Křeslo muselo obsahovat několik pístů, čerpadlo oleje se zásobníkem a též hydraulické rozvody a rozdělovací ventily.

Velký technický posun nastal s příchodem aktuátorů – kombinací motoru, převodovky a pohybového šroubu.

Aktuátory jsou vnější konstrukcí podobné pístům – mají dvě instalační oka, jedno na těle aktuátoru, druhé na „pístnici“ – vysunující se válcové části.

Aktuátory byly schopné plně nahradit zvedání pomocí pístu, navíc se pomocí čítačů otáček – h-sond – dají jednoduše programovat. Řídící jednotka pouze počítá uskutečněné otáčky motoru a tuto informaci je schopna uložit do paměti. Aktuátory používané v podobných aplikacích jsou většinou nízkonapěťové s poměrně vysokým koeficientem elektrického krytí (ochrana proti vniknutí cizích těles a vodě)

V Evropě byly první jednotky zkonstruovány pro potřeby zvedání a polohování nemocničních lůžek dánskou firmou Linak. Výrobou aktuátorů a pohybových jednotek včetně řízení se mimo jiné zabývá též německá firma HIWIN, a mnohé další.

Výrobky těchto firem nalezneme v podstatě v každém elektricky polohovatelném zdravotnickém zařízení. Pochopitelně v dnešní době i tyto evropské firmy čelí velkému náporu výrobců především z východu, kteří dokáží vyrobit téměř srovnatelné zařízení za podstatně nižší cenu. Je to např. firma Timotion z Taiwanu, v Česku zastoupena brněnskou firmou MBM Technik.

Tyto informace jsem získal na brněnském veletrhu, kde jsem se seznamoval s firmami vyrábějícími aktuátory a jejich výrobky. Všechny tyto firmy vyrábějí nejrůznější sestavy pohonů pro nejrůznější aplikace. Proto jsem výběru věnoval patřičný zájem.

V této práci se budu zabývat především nabídkou firmy Linak, která nabízí nejkompletnější sortiment.

### 4.2 VOLBA POHONU

Na základě zvoleného zdvihu ( $x=150\text{mm}$ ), délky pohonu v zasunutém stavu ( $a=300\text{mm}$ ) a minimální potřebné osově síly ( $F_{BMAX}=7022,15\text{ N}$ ) jsem zvolil lineární motor LA 27 firmy Linak

### 4.3 VLASTNOSTI ZVOLENÉHO MOTORU

Zvolil jsem motor Linak LA27, jež má parametry (Tab. 4).



Tab. 4 Parametry zvoleného pohonu

Parametr	Hodnota	Jednotky
Označení	LA27 1530+41150041	-
Zdvih	150	mm
Délka v zasunutém stavu	300	mm
Délka ve vysunutém stavu	450	mm
Rychlost posuvu	13	mm/s
Stupeň izolace	IPX4	-
Režim provozu	2/18	min
Síla na tlak	8000	N
Síla na tah	6000	N

Tento typ motoru je vybaven brzdou proti přetížení v tlaku. Stupeň izolace odpovídá použití ve zdravotnictví. Provedl jsem výpočet doby zdvihu ze spodní do dolní polohy (vztahy 81,82,83)

$$t_c = x_{max} / v_m \quad (81)$$

kde  $t_c$  je čas potřebný pro vysunutí celého zdvihu motoru,  $x_{max}$  je maximální hodnota výsunu pohonu (tedy 150mm),  $v_m$  je rychlost posuvu pohonu (tedy 13 mm/s)

$$t_c = 150/13 \quad (82)$$

$$t_c = 11,53 \text{ s} \quad (83)$$

Díky tomuto výpočtu jsem zjistil, jak dlouho bude trvat posuv do horní polohy. Na začátku jsem si stanovil předpoklad, aby křeslo vykonalo posun ze spodní do horní polohy do 10 sekund. Tento předpoklad nebyl splněn, ovšem v této kategorii pohonů (tzn. se silou 8kN) se nachází pouze malá skupina motorů jež pro mou práci není vyhovující pro svojí cenu. Proto jsem čas posuvu zvážil a usoudil, že hodnota 11,53 sekund je dostačující.



## ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce byl popis kinematického mechanismu a silový rozbor jednotlivých prvků jakož i celé struktury zvedacího zařízení zubolékařské soupravy, kontrola funkčnosti a návržení adekvátní pohonné jednotky.

V práci byly vytvořeny silové analýzy a výsledné vnitřní účinky pro vybrané části. Výsledkem jsou maximální síly působící na jednotlivé prvky. Byla provedena silová matematické simulace pohybu zvedání a následná volba pohonu pro mechanismus. Součástí práce bylo také návržení pohonné jednotky, která byla zvolena podle maximální požadované síly.

Výsledky popsané v této práci budou použity jako vstupní parametry při konstrukci nového zubolékařského křesla u firmy Chirastar KDT, která plánuje zahájení výroby vlastního křesla jako náhradu za nakupovaný model.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN ISO 6875 Stomatologie – Stomatologické křeslo
- [2] ČSN EN ISO 10993-1 Biologické hodnocení zdravotnických prostředků – Část: Hodnocení a zkoušení v rámci procesu řízení rizika
- [3] ČSN EN 60601-1-6 Zdravotnické elektrické přístroje – Část 1-6: Všeobecné požadavky na bezpečnost – Skupinová norma: Použitelnost
- [4] ČSN EN ISO 9687 Stomatologické vybavení – Značky
- [5] ČSN EN 60601-1 Zdravotnické elektrické přístroje – Část 1: Všeobecné požadavky na základní bezpečnost a nezbytnou funkčnost
- [6] ČSN EN ISO 13485 Zdravotnické prostředky – Systémy managementu jakosti – Požadavky pro účely předpisů
- [7] ČSN EN ISO 14971 Zdravotnické prostředky – Aplikace řízení rizika na zdravotnické prostředky



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	délka pohonu
c	[mm]	kolmá vzdálenost ramen
e	[mm]	rameno působící síly
F	[N]	síla od zatížení
F <sub>1</sub>	[N]	síla zatížení 1. varianta
F <sub>2</sub>	[N]	síla zatížení 2. varianta
F <sub>3</sub>	[N]	síla zatížení 3. varianta
F <sub>A1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A 1. varianta
F <sub>A2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A 2. varianta
F <sub>A3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A 3. varianta
F <sub>Ax1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A, osa x 1. varianta
F <sub>Ax2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A, osa x 2. varianta
F <sub>Ax3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A, osa x 3. varianta
F <sub>Ay1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A, osa y 1. varianta
F <sub>Ay2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A, osa y 2. varianta
F <sub>Ay3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě A, osa y 3. varianta
F <sub>B1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě B 1. varianta
F <sub>B2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě B 2. varianta
F <sub>B3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě B 3. varianta
F <sub>BMAX1</sub>	[N]	maximální síly působící ve vazbě B 1. varianta
F <sub>Bx1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě B, osa x 1. varianta
F <sub>By1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě B, osa y 1. varianta
F <sub>C1</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C 1. varianta
F <sub>C2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C 2. varianta
F <sub>C3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C 3. varianta
F <sub>Cx2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C, osa x 2. varianta
F <sub>Cx3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C, osa x 3. varianta
F <sub>Cy2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C, osa y 2. varianta
F <sub>Cy3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě C, osa y 3. varianta
F <sub>D2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě D 2. varianta
F <sub>D3</sub>	[N]	síla působící ve vazbě D 3. varianta
F <sub>E2</sub>	[N]	síla působící ve vazbě E 2. varianta



$F_{E3}$	[N]	síla působící ve vazbě E 3. varianta
$F_{G1}$	[N]	síla působící ve vazbě G 1. varianta
$F_{G2}$	[N]	síla působící ve vazbě G 2. varianta
$F_{G2}$	[N]	síla působící ve vazbě G 2. varianta
$F_{G3}$	[N]	síla působící ve vazbě G 3. varianta
$F_{x2}$	[N]	síla zatížení, osa x 2. varianta
$F_{x3}$	[N]	síla zatížení, osa x 3. varianta
$F_{y2}$	[N]	síla zatížení, osa y 2. varianta
$F_{y3}$	[N]	síla zatížení, osa y 3. varianta
$g$	[ms <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$i$	[-]	počet stupňů volnosti
$i_v$	[-]	počet stupňů volnosti v prostoru
$l$	[mm]	délka horního a spodního ramena
$m$	[mm]	svislá vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu
$M1(x1)$	[Nm]	moment v závislosti na poloze x1
$M2(x2)$	[Nm]	moment v závislosti na poloze x2
$m_k$	[kg]	hmotnost pohyblivých částí křesla
$M_{OMAX1}$	[Nm]	maximální ohybový moment v horním rameni
$m_p$	[kg]	hmotnost příslušenství
$m_z$	[kg]	hmotnost pacienta
$n$	[mm]	svislá vzdálenost ramen
$p$	[-]	počet částí mechanismu
$r$	[mm]	rameno pohonu
$s$	[mm]	vodorovná vzdálenost ramen
$t$	[mm]	vodorovná vzdálenost spodního čepu ramena a spodního čepu pohonu
$t_c$	[s]	čas potřebný pro vysunutí celého zdvihu motoru
$v$	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbami
$v_m$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost posuvu pohonu
$x$	[mm]	výsunu pohonu
$x1$	[mm]	vzdálenost první části na intervalu od 0 do r
$x2$	[mm]	vzdálenost druhé části na intervalu od r do l
$x_{max}$	[mm]	maximální hodnota výsunu motoru
$\alpha$	[°]	úhel mezi horním ramenem a pohonem



$\alpha_1$	[°]	úhel mezi horním ramenem a pohonem 1. varianta
$\alpha_{150}$	[°]	úhel mezi horním ramenem a pohonem pro horní mez 1. varianta
$\alpha_2$	[°]	úhel mezi horním ramenem a pohonem 2. varianta
$\beta$	[°]	úhel mezi základnou a ramenem
$\beta_1$	[°]	úhel mezi základnou a ramenem 1. varianta
$\beta_{150}$	[°]	úhel mezi základnou a ramenem pro horní mez 1. varianta
$\beta_2$	[°]	úhel mezi základnou a ramenem 2. varianta