

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Ing. Drahomír Fencel

ROZBOR NAPÍNACÍHO MECHANISMU
RUČNÍCH PÁSKOVAČŮ NA OCELOVÝ PÁSEK

Kandidátská disertační práce

U 261 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

Vědní obor: 23-03-9

Stavba výrobních strojů a zařízení

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146088197

Liberec 1990

OBSAH

	str.
1.0 ÚVOD	4
1.1 Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem dizertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoumanými otázkami	6
1.2 Cíl dizertace	6
1.3 Zvolené metody zpracování	7
2.0 TYPY A FUNKCE PÁSKOVACŮ	8
3.0 MĚŘENÍ HODNOT VELIČIN POTŘEBNÝCH PRO VÝPOČET	16
3.1 Koeficient tření mezi pásy	16
3.2 Koeficient přenosu obvodové síly z napínacího kolečka na pásek	17
3.3 Koeficient tření mezi matricí a páskem	23
4.0 ROZBOR ULOŽENÍ ČEPU V DÍŘE S MALOU VŮLÍ S OHLEDEM NA MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ	25
4.1 Tlakové poměry v dotykové ploše čepu a díry s malou vůlí	25
4.2 Numerické řešení úlohy	31
4.3 Moment tření na čepu	35
4.4 Výsledky numerického zpracování	36
4.5 Zatížení čepu ohybovým momentem	45
4.6 Numerické řešení případu zatížení čepu ohybovým momentem	49
4.7 Výsledky výpočtu případu zatížení čepu ohybovým momentem	51
4.8 Zatížení letmo uloženého čepu excentrickou normálnou silou	62
5.0 ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO MECHANISMU TYPU A	65
5.1 Fáze napínání	65
5.2 Fáze držení	68
5.3 Vlastnosti napínacího mechanismu typu A při napínání	70
5.4 Vlastnosti napínacího mechanismu typu A při držení	75

6.0 ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO MECHANISMU TYPU B	83
6.1 Fáze napínání	83
6.2 Fáze držení	85
6.3 Vlastnosti napínacího mechanismu typu B při napínání	87
6.4 Vlastnosti napínacího mechanismu typu B při držení	91
7.0 ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO MECHANISMU TYPU C	97
7.1 Fáze napínání	97
7.2 Fáze držení	99
7.3 Vlastnosti napínacího mechanismu typu C při napínání	101
7.4 Vlastnosti napínacího mechanismu typu C při držení	104
8.0 ZÁVĚR	109
8.1 Výsledky dizertace s uvedením nových poznatků	110
8.2 Konkrétní závěry pro realizaci ve společenské praxi a další rozvoj vědy	112
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	115
PŘEHLED OZNAČENÍ	116

1.0 ÚVOD

K uspokojení materiálních potřeb společnosti je třeba nejen vyrábět předměty příslušné užitné hodnoty, ale i přemístit je, pokud možno beze ztrát, z místa výroby na místo spotřeby. Poznatky o materiálových prostředcích a technologických činnostech, které se využívají při přípravě výrobků k přepravě a poznatky o přepravě samé shrnuje obalová technika, která studuje jak vliv volby druhu a jakosti obalu na optimální ochranu výrobků, tak i procesy a činnosti probíhající od ukončení výroby výrobku do zahájení jeho spotřeby či užívání. Balení výrobků tvoří technologicky i organizačně poslední fázi výroby, která má pro uchování užitečných hodnot výrobků rozhodující význam.

Obalová technika má tzv. průřezový charakter, který spočívá v tom, že zasahuje prakticky do všech odvětví národního hospodářství a že využívá širokou škálu poznatků a teorií, které shromažďuje z různých technických disciplín. Obalová technika neplní jen funkci ochrany vyrobené produkce, ale musí podstatným způsobem ovlivňovat ekonomickou efektivnost oběhu surovin, polotovarů a výrobků.

Během přepravy od výrobce ke spotřebiteli působí na výrobek a na obal, tedy na jednotku balení řada degradujících vlivů prostředí, které lze rozdělit na mechanické, klimatické, biologické a společenské. Na základě známých či očekávaných vlivů prostředí a na základě podrobné znalosti vlastností výrobku je možno navrhnout technické řešení obalu, jehož funkce spočívá ve třech základních posláních:

- chrání výrobek před škodlivými vlivy okolního prostředí a zabráňuje nežádoucímu účinku výrobku na okolí,
- vytváří s výrobkem vhodnou manipulační jednotku,
- je prostředkem vizuální komunikace mezi výrobcem, přepravci a spotřebitelem.

Jednotky balení určené k bezprostřední spotřebě v domácnostech nakupované v maloobchodě jsou označovány jako spotřebitelské jednotky balení. Ty se z důvodů snadnější manipulace, ať již v procesu balení, nebo při spotřebě sdružují do skupinových (obchodních) jednotek balení, z nichž jsou pak sestavovány přepravní jednotky balení, přizpůsobené podmínkám

přepravy. Konstruovat přepravní obaly pro každý druh výrobku zvláště je ekonomicky neúnosné, proto se hledal univerzální obal, který by vyhovoval pro více druhů spotřebitelských či skupinových jednotek balení. Tímto obalem se staly palety, normalizované společně po celém území Evropy, které umožňují stohování a mechanickou manipulaci. Používají se pro nejrůznější druhy výrobků, které obvykle musí být po uložení na ložnou plochu palety fixovány, aby přepravní jednotka balení byla schopná manipulace.

Jedním ze způsobů fixace stohu na paletě je páskování, kdy se používá jak ocelový pásek, tak i pásek z plastických hmot. Pásek z plastických hmot dostává přednost při páskování méně hmotných a většinou i méně pevných nákladů palet, pásek ocelový fixuje pevnější paletové náklady, obvykle vyšších hmotností. Při páskování ocelovým páskem lze náklad zpevnit přiklopením dostatečně tuhého víka, které je páskem přitlačováno ke stohu.

Zařízení používaná k páskování mají různá uspořádání, nakupovaná hlavně s ohledem na počet palet, které je třeba přepáskovat za hodinu. Specializované firmy nabízejí sortiment od pevně instalovaných automatizovaných linek až po jednoduché ruční přenosné páskovače.

Technologie páskování není rozhodně omezena jen na použití u palet. Ocelový pásek se používá dále zejména pro zpevňování beden, ať již celodřevěných nebo z velkoplošných materiálů, ke svazkování hutních materiálů, řeziva, palivového dříví atd. Pásek z plastických hmot je široce používán k páskování lepenkových beden, stohů novin, textilu, vánočních kolekcí, poštovních balíků ap.

Jednou z fází procesu páskování je napínání pásku na požadovanou sílu. Pokud jde o ocelový pásek, používá větší na firem k tomuto účelu rotačního rýhovaného napínacího kolečka, které posunuje pásek páskovačem. U ručních přenosných páskovačů je napínací kolečko uchyceno v jednoduchém mechanismu, který zajišťuje jednak rotaci kolečka, jednak přítlak kolečka k pásku. Rozbor funkce tohoto mechanismu je předmětem předkládané kandidátské disertační práce.

1.1 Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem dizertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoumanými otázkami

Výrobci páskovací techniky nabízejí široký sortiment přenosných ručních páskovačů. Mezi nejznámější firmy se řadí Strapex, Fromm, Titan, Cyklop, Signode, Ernst Kippes a další. Jediným výrobcem ručních páskovačů v Československu a prakticky i ve všech zemích RVHP je Kovopodnik Holice, na jehož podnět bylo tema napínacího mechanismu sledováno.

V bohatých prospektových materiálech uvádějí výrobci řadu informací pro uživatele, podrobný popis technického řešení jednotlivých uzlů páskovačů lze získat z patentové literatury. Výpočtové postupy, metodika zkoušek a otázky účinnosti však nejsou publikovány ani v odborné literatuře, ani v technických časopisech a zůstávají patrně majetkem vývojových oddělení příslušných firem.

Obdobná situace je i s napínacím mechanismem. První návrh vznikl při vývoji zřejmě zkusmo, při zkouškách vyhověl, během doby byla získána řada praktických poznatků, jichž se využívá k návrhu mechanismu podle nových požadavků. Teoretické zpracování problematiky nebylo publikováno časopisecky, tím méně formou monografie.

1.2 Cíl dizertace

Úkolem dizertace je vyplnit mezeru v literárních prame-
nech a vytvořit teorii, která by objasnila a podrobně roze-
brala vlastnosti napínacího mechanismu ručních páskovačů na
ocelový pásek do té míry, aby bylo možno ze zvolené geomet-
rie a zvoleného druhu pásku propočítat ukazatele rozhodující
o kvalitní funkci napínacího mechanismu.

Z tohoto hlediska je třeba zejména sledovat maximální
sílu, kterou je mechanismus schopen v pásku vyvinout, úsilí
obsluhy, nutné pro dosažení požadovaného napětí pásku a rov-
něž okolnost, zda nedojde k poklesu síly v pásku během další
fáze páskování, kterou je vytváření spoje.

1.3 Zvolené metody zpracování

Vlastní přiblížení chování napínacího mechanismu vychází z rovnic rovnováhy, které se sestavují pro různé typy napínacích mechanismů. Z nich se pak stanoví veškeré síly, které jsou z hlediska funkce mechanismu zajímavé.

V průběhu výpočtu je nutno dosadit několik koeficientů tření, jejichž hodnota byla zjištěna na zkušebním víceúčelovém stavu, který byl navržen a vyroben speciálně k tomuto účelu. Síly potřebné pro zjištění příslušných koeficientů tření byly snímány s dostatečnou přesností pomocí prstencových deformačních siloměrů. Toto sice jednoduché, ale časově náročné měření tvoří experimentální část práce.

Následující část práce je ryze teoretická a pojednává o dalším z potřebných koeficientů a to o koeficientu čepového tření. Třecí momenty čepů uložených v dírách s malou vůlí ovlivňují účinnost napínacího mechanismu, resp. podílejí se na jeho vzpříčení. Pro výpočet třecího momentu je třeba vyjít z rozdělení tlaku mezi čepem a nábojem, který ovšem nemůže být stanoven z Hertzovy teorie, neboť dotyková plocha je velká. Průběh tlaku je proto určen jinou metodou, která se dá následně použít i pro výpočet čepového tření, z něhož jsou odvozeny jednoduché, prakticky použitelné vzorce.

Na základě znalostí všech hodnot vstupujících do výpočtu jsou pak stanoveny a zhodnoceny vlastnosti jednotlivých druhů napínacích mechanismů, které ústí v konkrétní závěry pro konstruktérskou praxi. Na základě rovnic rovnováhy lze vytvořit program pro osobní počítač, který chování napínacího mechanismu popíše, aniž by byly nutné předběžné ověřovací zkoušky funkčního vzorku.

2.0 TYPY A FUNKCE PÁSKOVAČŮ

Na trhu je možné objednat páskovače na ocelový pásek v různém uspořádání. Při rozhodování o zakoupení vhodného typu je třeba uvážit vlastnosti páskovaného předmětu, četnost úvazků, způsob vytváření spoje, potřebu přenášení páskovače a další provozní podmínky.

Jedním z podstatných hledisek pro volbu páskovače je profil pásu. Sortiment pásků tuzemské produkce předepisuje ČSN 42 5356 s názvem "Ocelové pásy válcované za studena obalové". Jsou vesměs vyráběny z materiálu 11 343.25.

Za základním číslem normy jsou uváděny dvě doplňkové číslice. První vyjadřuje jakost povrchu pásu; pro obalové pásy uvádí citovaná norma pouze jednu možnost, kterou je doplňková číslice 1, která znamená lesklý povrch.

Druhá doplňková číslice vyjadřuje úpravu hran. Zde mohou nastat tři možnosti:

- 1 - hrany oříznuté,
- 2 - hrany zaoblené,
- 5 - hrany přesně oříznuté.

V závislosti na úpravě hran se liší nabízený sortiment pásů. Pro oříznuté a přesně oříznuté hrany je výběr širší a je uveden v tabulce 1, pro hrany zaoblené v tabulce 2. Vyráběné profily jsou orámovány silně.

TABULKA 2.1 Rozměry a úchytky pásů podle ČSN 42 5356.11 a ČSN 42 5356.15

Tloušťka pásu		Šíře pásu			
		8,10	13,16 18,20	25,30 35	40,50
jmenovitá	úchytky	úchytky šíře			
0,4	±0,04	+0,30			
0,5	±0,04	+0,30	+0,30		
0,6	±0,045			+0,30	
1,0	±0,05			+0,30	+0,40
1,2	±0,05				+0,50

TABULKA 2.2 Rozměry a úchytky pásů podle ČSN 42 5356.12

Tloušťka pásu		Šíře pásu			
		8	10	13,16	18,20
jmenovitá	úchytky	úchytky šíře			
0,4	$\pm 0,04$	$\pm 0,50$	$\pm 0,50$		
0,5	$\pm 0,04$		$\pm 0,50$	$\pm 0,50$	$\pm 0,50$

Na zvláštní ujednání je možno lesklý povrch kolorovat modrým nebo žlutým oxidickým zabarvením docíleným napouštěním nebo chemicky.

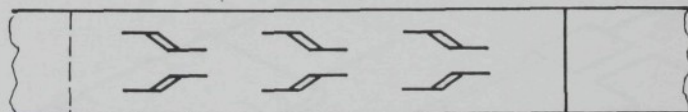
Není-li objednáno jinak, dodávají se pásy nakonzervované vhodným konzervačním olejem.

Pro běžné účely, jako je páskování beden, pálet, latění nebo svazků řeziva, se používají pásy šíře 13,16,18 nebo 20 mm, pro páskování předmětů větších hmotností, jako jsou např. svazky hutního materiálu je třeba zvolit pásy větších šířek.

Dalším hlediskem pro volbu páskovače je způsob vytvoření spoje, kde se nabízejí tři možnosti:

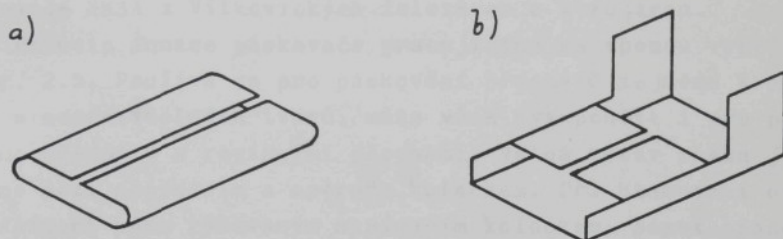
- spoj bez spony vytvořený prostřihem,
- spoj se sponou,
- spoj svařovaný.

Spoj bez spony se používá pro pásy do šíře maximálně 20 mm. Součástí páskovače je raznice s razníkem, jejichž úkolem je vytvořit v obou páscích, většinou na šesti místech, soustavu lomených prostřihů, které se do sebe zaklesnou a přenášejí tak sílu zatěžující pásek. Schematicky je tento spoj znázorněn na obr. 2.1.



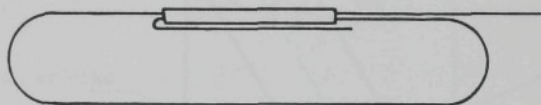
Obr. 2.1

Spoje se sponou se používají pro všechny dodávané šíře pásku a to v několika druzích. Nejběžnější dva druhy spon uvádí obr. 2.2.



Obr. 2.2

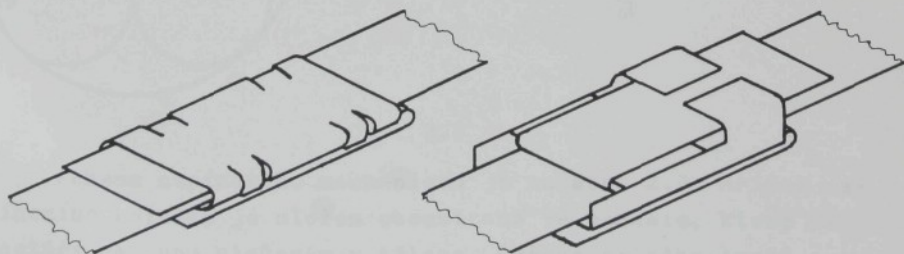
Spona se při páskování navlékne na pásek, ze zásobníku se odvine příslušná délka pásku a opásá se páskovaný předmět. Volný konec pásku se provlékne sponou a část pásku, dlouhá přibližně jako spona, se zahne pod sponu podle obr. 2.3 tak, že je mezi sponou a páskovaným předmětem.



Obr. 2.3

Po napnutí pásku je spona podle obr. 2.2 a) uzavřena tak, že je na bocích deformována pojistnými záseky, vytvořenými pomocí uzavíracích kleští. Poté se zbývající pásek, zatím ještě založený v páskovači, odlomí ohybem přes hranu spony.

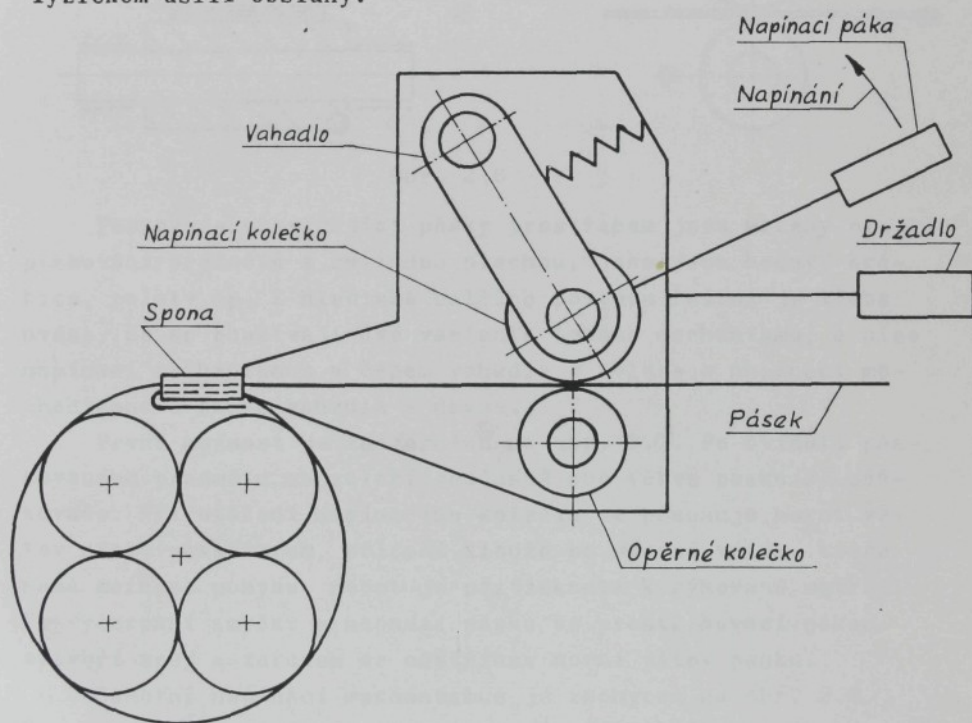
Spona podle obr. 2.2 b) se uzavírá přehnutím pásku do protisměru, jeho založením mezi ouška spony, odštížením a konečnou fází je zahnutí oušek k pásku kladivem. Uzavřené spony ukazuje obr. 2.4.



Obr. 2.4

Svařovaný spoj se používá pro pásky šíře nad 20 mm, sva-ry jsou bodové a tento způsob uzavírání se používá pouze u velkých, stabilních páskovačů pro hutní materiál, např. u páskovače NESÁ z Vítkovických železáren a strojíren.

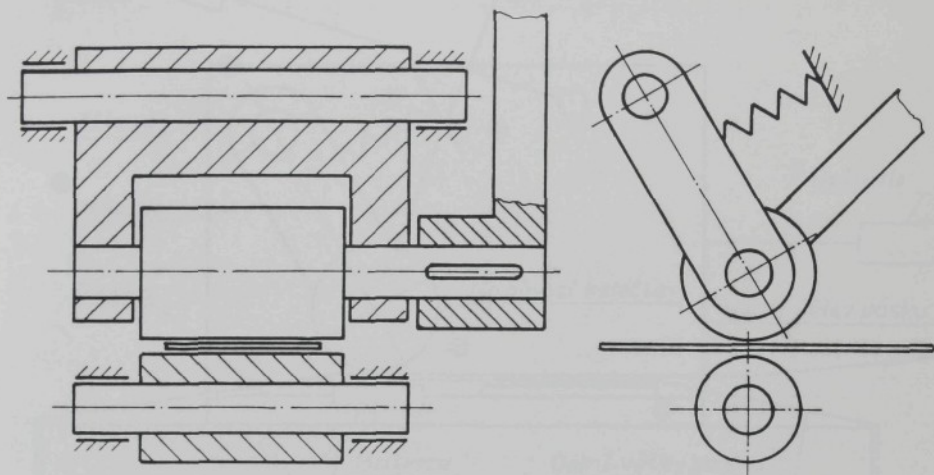
Princip funkce páskovače pracujícího se sponou vyplývá z obr. 2.5. Používá se pro páskování předmětů zejména kruhových a nepravidelných tvarů, může však být použit i pro páskování předmětů s rovinnými plochami. Volná větev pásu je vedena mezi napínacím a opěrným kolečkem. Při utahování otáčí napínací páka rýhovaným napínacím kolečkem, pásek prochází páskovačem. Zároveň je spona posunována přední hranou páskovače po pásku, smyčka se zmenšuje, až je páskovaný předmět pevně obepnut. Napnutí pásu závisí na zkušenostech a na fyzickém úsilí obsluhy.



Obr. 2.5

Schema napínacího mechanismu je na obr. 2.6. Hřídel napínacího kolečka je uložen oboustraně ve vahadle, které se pootáčí na čepu uloženém v tělese. Opěrné kolečko tvoří s hřídelem, rovněž uloženým v tělese, kluzné ložisko; přítlak

napínacího kolečka k pásku zajišťuje pružina, působící na vahadlo. Napínací páka vykonává kyvný pohyb, zpětný chod umožňuje volnoběžka, která není na obr. 2.6 zachycena. Toto uspořádání napínacího mechanismu bude dále označováno jako typ C.



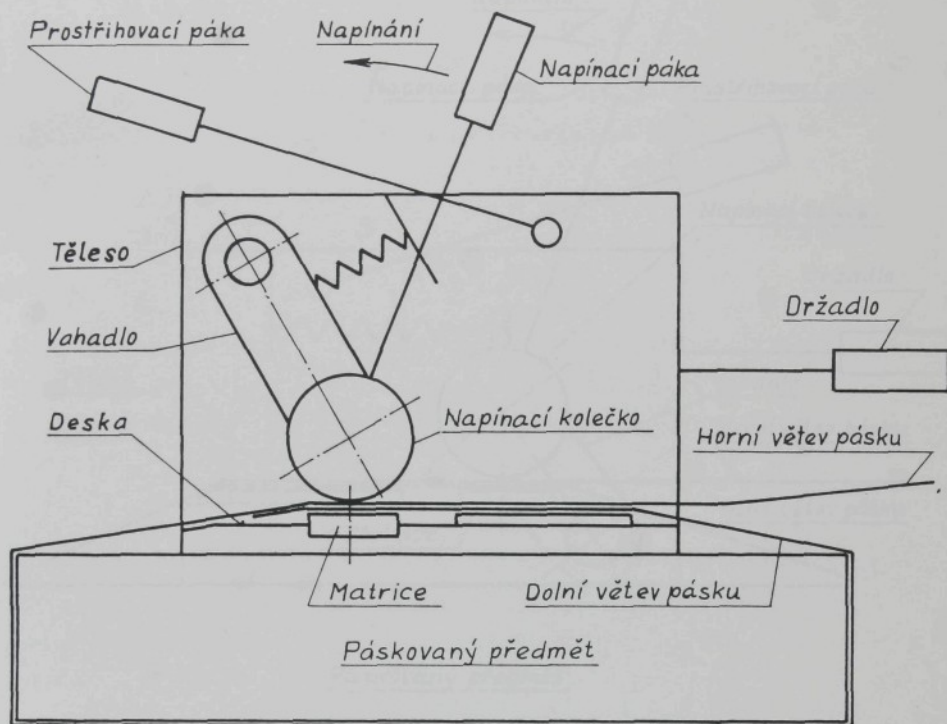
Obr. 2.6

Páskovače uzavírající pásy prostřihem jsou určeny pro páskování předmětů s rovinnou plochou, jako jsou bedny, krabice, palety ap. Z hlediska dalšího postupu řešení je třeba uvést, že se používají dvě varianty tohoto mechanismu, a sice napínací mechanismus s čepem vahadla v tělese a napínací mechanismus s čepem vahadla v desce.

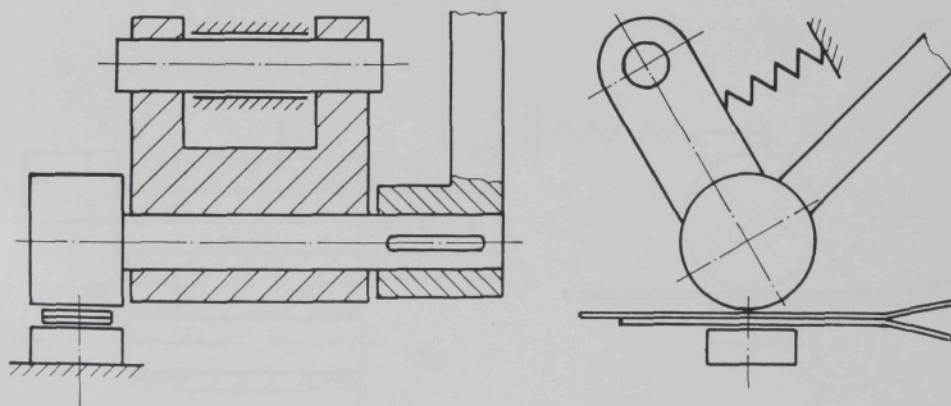
První možnost je znázorněna na obr. 2.7. Po ovinutí páskovaného předmětu se založí současně obě větve pásku do páskovače. Při otáčení napínacího kolečka se posunuje horní větev pásku páskovačem, přičemž klouže po spodní větvi, která nemá možnost pohybu, neboť je přitisknuta k rýhované matici. Po vyčerpání smyčky a napnutí pásku se prostřihovací pákou vytvoří spoj a zároveň se odstříhne horní větev pásku.

Samotný napínací mechanismus je zachycen na obr. 2.8. Čep vahadla je uložen v tělese, napínací kolečko je ve vahadle uchyceno letmo, přitlak vyvozuje tlačná pružina. V dalším textu bude toto konstrukční uspořádání označováno jako typ A.

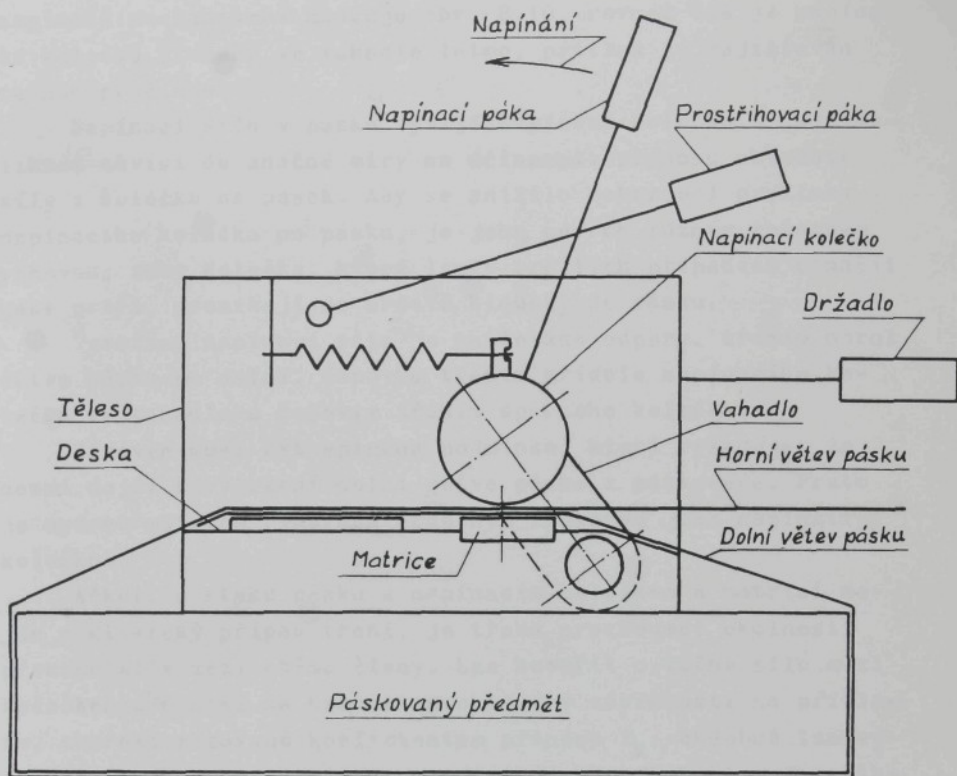
Funkce páskovače s napínacím mechanismem, dále označovaným jako typ B, a sice s čepem vahadla v desce vyplývá z obr. 2.9 a je prakticky shodná s předchozím typem. Vlastní



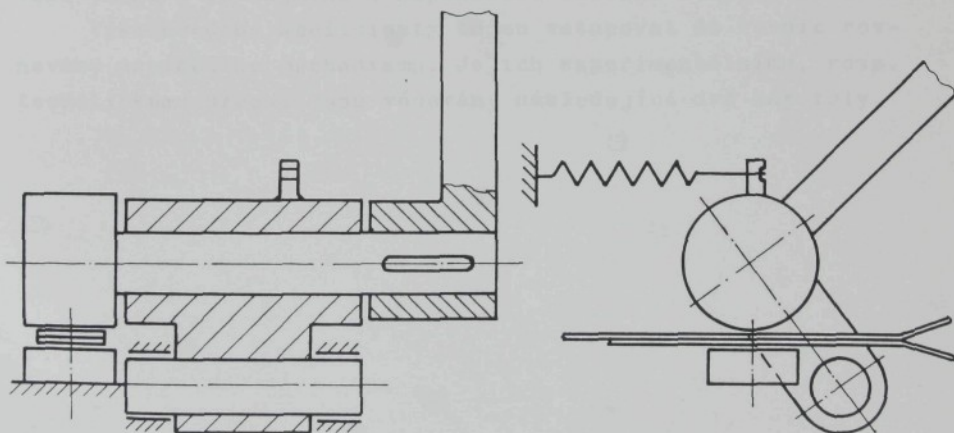
Obr. 2.7



Obr. 2.8



Obr. 2.9



Obr. 2.10

napínací mechanismus ukazuje obr. 2.10, rovněž zde je napínací kolečko uloženo ve vahadle letmo, přítlak je zajišťován tažnou pružinou.

Napínací sílu v pásku vyvíjí napínací kolečko a její velikost závisí do značné míry na účinnosti přenosu obvodové síly z kolečka na pásek. Aby se snížilo nebezpečí prokluzu napínacího kolečka po pásku, je jeho povrch různým způsobem rýhován; zuby kolečka, které lze v určitých případech označit jako ostrží, pronikají do určité hloubky do pásku.

Vyvozená napínací síla je snižována odpory, třením horní větve pásku po dolní, čepovým třením hřídele napínacího kolečka ve vahadle a čepovým třením opěrného kolečka.

Zároveň musí být splněna podmínka, která vyžaduje, že nesmí dojít k vytržení dolní větve pásku z páskovače. Proto je opěrná matrice rýhována obdobným způsobem jako napínací kolečko.

Ačkoli u styku pásku s napínacím kolečkem a matricí nejde o klasický případ tření, je třeba prozkoumat okolnosti přenosu síly mezi oběma členy. Lze hovořit o tečné síle mezi kolečkem a páskem na hranici prokluzu v závislosti na přítlaku, charakterizované koeficientem přenosu f_k ; obdobně lze vyjádřit i poměry mezi páskem a matricí s koeficientem f_m . Klasické tření vzniká mezi oběma větvemi pásku s koeficientem f_p .

Rovněž je třeba se zaměřit na problematiku výpočtu čepového tření a to zejména u napínacího kolečka uchyceného letmo.

Výše uvedené koeficienty budou vstupovat do rovnic rovnováhy napínacího mechanismu. Jejich experimentálnímu, resp. teoretickému určení jsou věnovány následující dvě kapitoly.

3.0 MĚŘENÍ HODNOT VELIČIN POTŘEBNÝCH PRO VÝPOČET

Úkolem experimentální části práce je zjištění hodnot výše uvedených veličin, které figuruji ve výpočtu napínacího mechanismu ručních páskovačů.

Pro zkoušky byl použit pásek 16x0,5 od dvou výrobců. První byl pásek tuzemský, podle ČSN, popsán v předchozí kapitole a druhý pásek dodávaný švýcarskou firmou ERAPA. Pásek ERAPA je modře kolorovaný, nekonzervovaný. Při porovnání obou pásků je ihned patrný rozdíl v tuhosti, proto byla u obou pásků změřena tvrdost.

U pásku podle ČSN činila Brinellova tvrdost $H_B = 196$; to koresponduje s pevností v tahu $R_m = 700$ MPa. Tyto údaje jsou v dobré shodě s průměrnou pevností pásku, která je udávána ve výši $F_p = 5700$ N.

U pásku ERAPA byla zjištěna tvrdost $H_B = 272$ s odpovídající pevností v tahu $R_m = 970$ MPa. S tím potom souvisí pevnost pásku $F_p = 7800$ N.

Pro měření příslušných hodnot bylo navrženo a vyrobeno laboratorní zařízení, na němž se dají za pomoci dvou mechanických siloměrných čidel žádané hodnoty s dostatečnou přesností získat. Při konstrukci měřicího stavu bylo přihlíženo k tomu, aby uspořádání měření co nejlépe vystihovalo situaci při páskování.

3.1 Koeficient tření mezi pásky

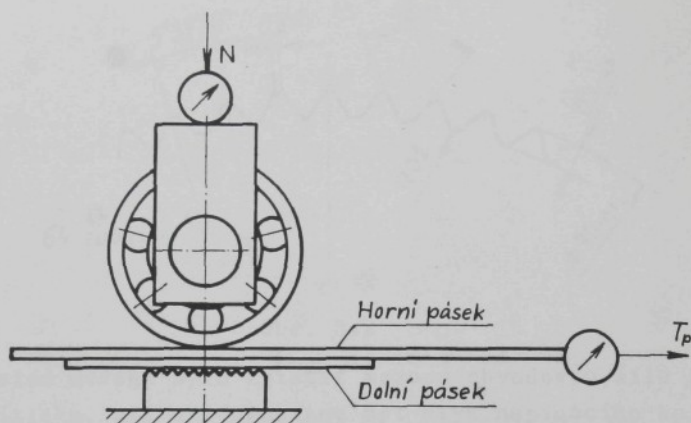
Schema měření koeficientu tření mezi horní a dolní větví pásku je zakresleno na obr. 3.1. Je použito originální matrice z páskovače, napínací kolečko je nahrazeno ložiskem stejného průměru; odpory ložiska jsou zanedbány.

Přítlačná síla N byla nastavována až do 8000 N, k ní byla zjišťována síla T_p , koeficient tření je pak

$$f_p = \frac{T_p}{N} . \quad (3.1)$$

Vyhodnoceny byly průměrné výsledky z pěti souborů měření.

Zjištěné koeficienty tření vykazovaly pro jednotlivé přítlaky nepodstatné rozdíly a výsledný koeficient lze tudíž považovat za konstantní v celém rozsahu měření.



Obr. 3.1

Pro tuzemský pásek bylo měření provedeno ve dvou variantách. První proběhlo s páskem po dodávce, s povrchem ošetřeným konzervačním olejem, druhé s páskem odmaštěným. Pásek ERAPA je dodáván se suchým povrchem. Výsledky měření jsou shrnuty v tabulce 3.1.

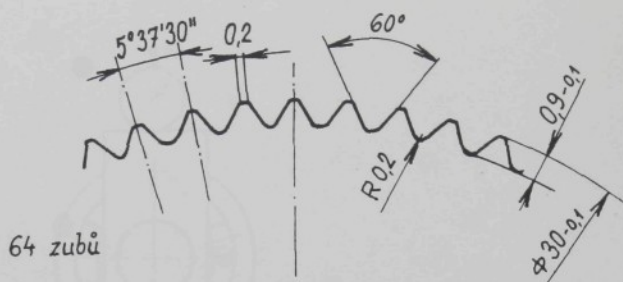
TABULKA 3.1

Pásek		naměřený f_p	f_p pro výpočet
ČSN	z dodávky	0,187	0,2
	odmaštěný	0,216	
ERAPA		0,077	0,08

3.2 Koeficient přenosu obvodové síly z napínacího kolečka na pásek

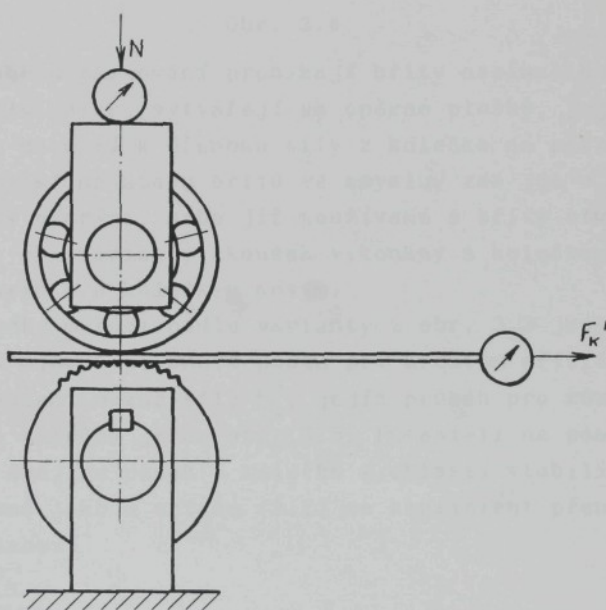
Způsob rýhování napínacího kolečka je u různých firem odlišný. Na obvodovém plášti některých koleček jsou vyfrézovány čtyřboké jehlany, většina firem ale dává přednost axiálnímu drážkování, které je na několika místech přerušeno obvodovými zápichy.

Měření se uskutečnilo s napínacím kolečkem páskovače BO 3 vyráběným Kovopodnikem Holice, jehož profil je zakótován na obr. 3.2.



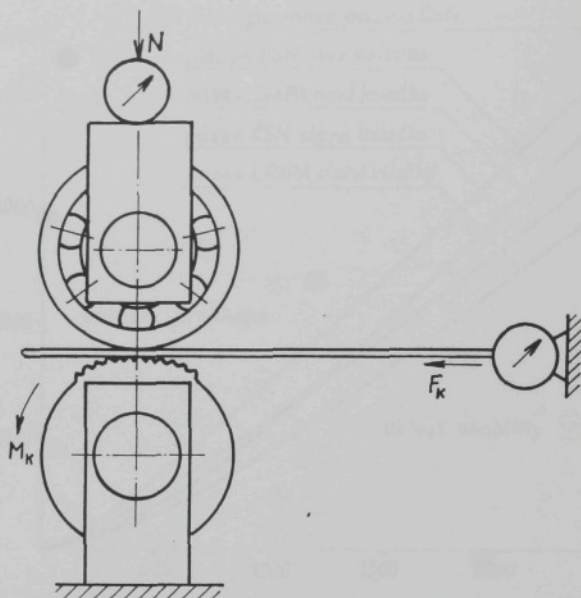
Obr. 3.2

Úkolem měření bylo zjistit meznou obvodovou sílu za daného přitlaku, při níž přestane být styk napínacího kolečka s páskem stabilní. Pro realizaci měření se nabízejí dvě varianty uspořádání. První podle obr. 3.3, kdy kolečko nemá možnost rotace se zjištěním síly potřebné k posunutí pásku a druhá podle obr. 3.4, kdy se zjišťuje krouticí moment nutný k prokluzu kolečka po stabilním pásku.



Obr. 3.3

První varianta odpovídá spíše fázi držení pásku, kdy je napínací páka odlehčena, druhá varianta pak simuluje poměry v páskovači ve fázi napínání, kdy na napínací páku působí síla obsluhy.



Obr. 3.4

V průběhu páskování pronikají břity napínacího kolečka do materiálu pásu, vytvářejí se opěrné plošky, jejichž prostřednictvím dochází k přenosu síly z kolečka na pásek. Účinnost přenosu závisí na stavu břitů ve smyslu, zda jde o kolečko nové, s břity ostrými, nebo již používané s břity otupenými. Proto byly obě varianty zkoušek vykonány s kolečkem opotřebovaným, starým a s kolečkem novým.

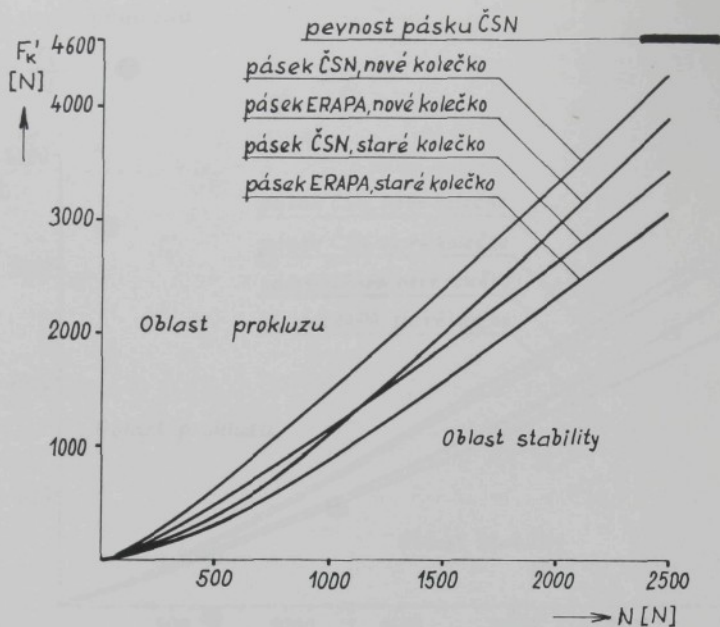
Výsledky měření podle varianty z obr. 3.3 jsou na obr. 3.5 a 3.6. K posunutí pásu při určitém přitlaku N dochází při vyvození mezní síly F'_K , jejíž průběh pro různé kombinace pásu a koleček je na obr. 3.5. Působí-li na pásek síla nižší, je dvojice pásek - kolečko v oblasti stability.

Obdobně jako u vztahu (3.1) se koeficient přenosu obvodové síly stanoví

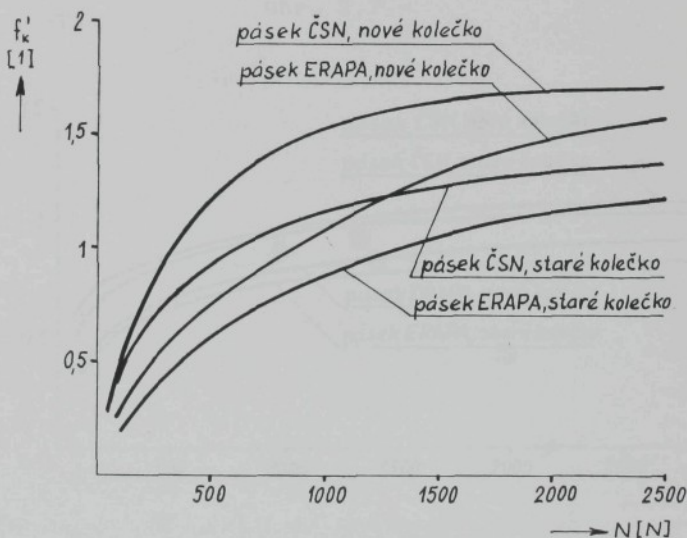
$$f'_K = \frac{F'_K}{N} \quad (3.2)$$

Jeho průběhy jsou pro měřené kombinace na obr. 3.6.

Během zkoušek došlo u tohoto uspořádání několikrát k přetržení pásu a to při nižší síle než je pevnost pásu. To je způsobeno pronikáním břitů do pásu a následným zeslabením průřezu. Pokles pevnosti pásu F_p činí cca 25 %.



Obr. 3.5



Obr. 3.6

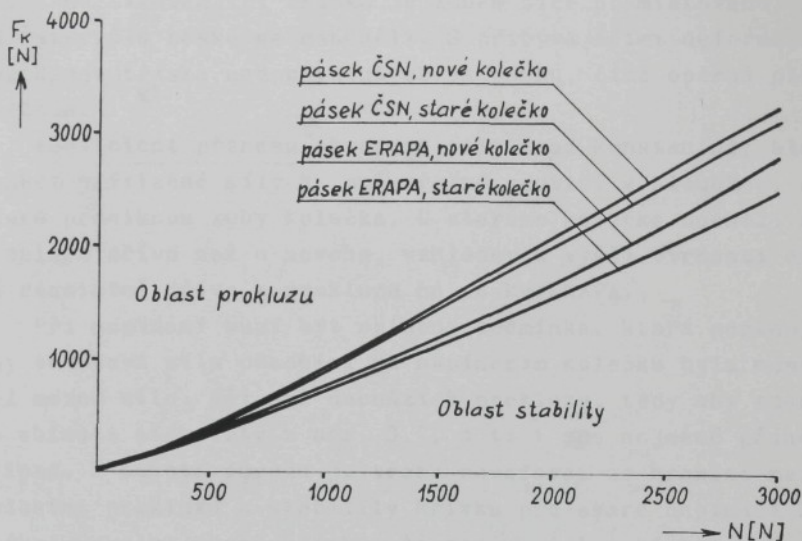
Výsledky měření podle varianty z obr. 3.4 jsou na obr. 3.7 a 3.8, kde mezná obvodová síla na kolečko byla získána ze vztahu

$$F_k = \frac{2M_k}{d} \quad (3.3)$$

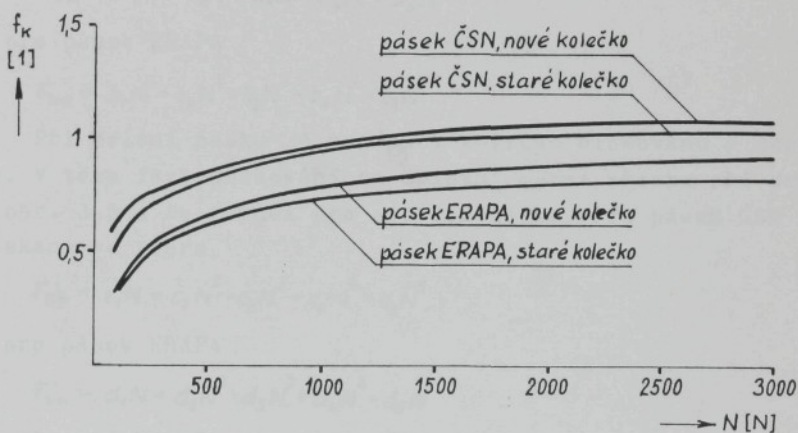
a koeficient přenosu

$$f_k = \frac{F_k}{N}$$

(3.4)



Obr. 3.7



Obr. 3.8

Porovnáním s předešlým měřením je patrné, že u varianty s přívodem krouticího momentu na kolečko dochází k prokluzu při menších obvodových silách, čemuž odpovídá i nižší koeficient přenosu f_k . Tuto skutečnost lze vysvětlit tím, že při

rotaci kolečka je postupně každým zubem vynášena tříška, důsledkem čehož je, že opěrné plošky jsou poměrně malé, zatímco u první varianty přenáší sílu stále jeden, maximálně dva zuby současně. Vznikající tříška je zubem sice přemisťována, ale od materiálu pásku se neoddělí. S přibývajícemi deformacemi vystupuje tříška nad původní obrys pásku, čímž opěrná plocha narůstá.

Koeficient přenosu obvodové síly není konstantní, ale je funkcí přítláčné síly N , což zřejmě souvisí s hloubkou, do které proniknou zuby kolečka. U starého kolečka dochází k prokluzu dříve než u nového, vzhledem k vyšší tvrdosti dochází podstatně dříve k prokluzu na pásku ERAPA.

Při napínání musí být splněna podmínka, která požaduje, aby obvodová síla působící na napínacím kolečku byla menší než mezní síla, při níž dochází k prokluzu, tedy aby spadala do oblasti stability z obr. 3.7, a to i pro nejméně příhodný případ. Z tohoto důvodu je třeba považovat za hranici mezi oblastmi prokluzu a stability křivku pro staré napínací kolečko. Rovnici mezní křivky při napínání lze získat regresní metodou ve tvaru polynomu. Pro pásek ČSN má tvar

$$F_{km} = a_1 N + a_2 N^2 + a_3 N^3 + a_4 N^4 + a_5 N^5 \quad (3.5)$$

a pro pásek ERAPA

$$F_{km} = b_1 N + b_2 N^2 + b_3 N^3 + b_4 N^4 + b_5 N^5 \quad (3.6)$$

Při držení pásku je napínací kolečko blokováno a neotáčí se. V této fázi páskování se uplatní mezní křivka při držení z obr. 3.5 a to rovněž pro staré kolečko. Pro pásek ČSN byla získána ve tvaru

$$F'_{km} = c_1 N + c_2 N^2 + c_3 N^3 + c_4 N^4 + c_5 N^5 \quad (3.7)$$

a pro pásek ERAPA

$$F'_{km} = d_1 N + d_2 N^2 + d_3 N^3 + d_4 N^4 + d_5 N^5 \quad (3.8)$$

Pro páskovač, který by měl pracovat s oběma druhy pásků jsou směrodatné křivky pro pásek ERAPA.

Koeficienty výše uvedených polynomů udává tabulka 3.2.

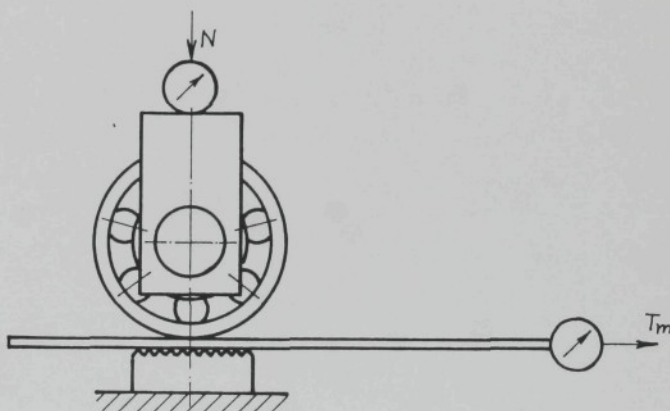
TABULKA 3.2

	a	b	c	d
1	0,76417	0,60505	0,6574	0,2211
2	$3,1822 \cdot 10^{-4}$	$1,5544 \cdot 10^{-4}$	$6,6314 \cdot 10^{-4}$	$8,819 \cdot 10^{-4}$
3	$-1,3424 \cdot 10^{-7}$	$-4,5508 \cdot 10^{-8}$	$-2,2210 \cdot 10^{-7}$	$-2,83 \cdot 10^{-7}$
4	$2,3371 \cdot 10^{-11}$	$6,6164 \cdot 10^{-12}$	$3,3491 \cdot 10^{-11}$	$4,17 \cdot 10^{-11}$
5	$-1,4332 \cdot 10^{-15}$	$-3,5333 \cdot 10^{-16}$	$-1,8778 \cdot 10^{-15}$	$-2,3 \cdot 10^{-15}$

3.3 Koeficient tření mezi matricí a páskem

Slovo tření v názvu kapitoly není sice přesné, ale vystihuje problém dostatečně srozumitelně.

Pro toto měření bylo využito stejného uspořádání měřicího stavu jako při zjišťování koeficientu tření mezi pásky s tím rozdílem, že mezi matricí a opěrné ložisko se vkládá pouze jeden pásek. Schema měření ukazuje obr. 3.9.



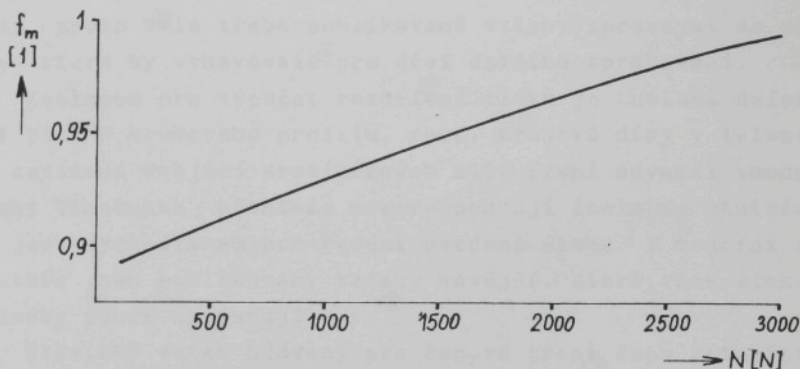
Obr. 3.9

Z odměřených sil se stanoví

$$f_m = \frac{T_m}{N} \quad (3.9)$$

Rovněž tento koeficient není konstantní, ale je funkcí přitlačné síly. S jejím nárůstem je pásek více zatlačován do křížem rýhovaného povrchu matrice a to se odráží v relativním nárůstu síly potřebné k posunutí pásku.

Průběh číselných hodnot koeficientu tření f_m ukazuje obr. 3.10. Závislost f_m na přitlaku N není tak výrazná jako u koeficientu f_k a jak se ukáže dále, bude možno vystačit s jeho minimální hodnotou ve výši $f_m = 0,9$.



Obr. 3.10

Vzhledem k nedostatku páska ERAPA se toto měření uskutečnilo pouze s páskem tuzemské výroby podle ČSN.

4.0 ROZBOR ULOŽENÍ ČEPU V DÍŘE S MALOU VŮLÍ S OHLEDEM NA MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ

Výpočet momentu čepového tření vychází ze znalosti průběhu tlaku mezi čepem a dírou. Informace o rozdělení tlaku jsou uváděny v odborné literatuře souhrně pro praktické použití, proto bylo třeba publikované vztahy zpracovat do podoby, která by vyhovovala pro účel dalšího zpracování.

Základem pro výpočet rozdělení tlaků je znalost deformací plného kruhového profilu, resp. kruhové díry v tělese při zatížení dvojicí protiběžných sil. První odvodil vhodné vztahy Timošenko; přestože nekorespondují zcela se skutečností, jsou východiskem pro řešení uvedené úlohy. V moderní literatuře jsou publikovány vztahy novější, které však získané výsledky pouze upřesňují.

Klasický vztah udáváný pro čepové tření čepu rotujícího malou obvodovou rychlostí, případně nerotujícího vůbec v podstatě nerozlišuje způsob zatížení čepu, tedy zda je čep v díře zatížen silou, která se po jeho délce mění anebo je po délce konstantní.

Jelikož u popsaných typů páskovačů je napínací kolečko uchyceno buď letmo nebo má čepy po obou stranách, byla věnována pozornost možným odchylkám ve výpočtu čepového tření pro jednotlivé případy. Veškeré výpočty, o kterých je v následujícím textu zmínka, byly zpracovány na osobním počítači Leonard, programy jsou poměrně jednoduché, nejsou proto předkládány jako příloha.

4.1 Tlakové poměry v dotykové ploše čepu a díry s malou vůlí

Při dotyku dvou válcových těles je pro výpočet tvaru a velikosti dotykové plochy a dále hodnot a průběhu tlaku na dotykové ploše všeobecně používána Hertzova teorie, odvozená na základě následujících předpokladů:

1. materiály dotýkajících se těles jsou stejnorodé a isotropní,
2. síly zatěžující tělesa vyvolávají v dotykové ploše a jejím okolí pouze pružné deformace, pro něž platí Hookův zákon,
3. dotyková plocha je malá ve srovnání s rozměry dotýkajících se těles,

4. tlakové síly mají vůči dotykové ploše normálový směr; síly tření jsou zanedbány,
5. povrchy obou těles jsou absolutně hladké.

V případě dotyku dvou pružných těles se stejnými jmenovitými průměry, kruhového čepu a díry, který je běžný u točných uložení, je rozdíl poloměrů velmi malý; v důsledku toho se dotyková plocha rozšiřuje na poměrně značnou část povrchů obou těles. Rozměry dotykové plochy i velikosti tlaků není možno stanovit podle Hertzovy teorie, neboť není splněn bod 3. výše uvedených předpokladů.

Při řešení této úlohy se vychází z [1], která se zabývá deformacemi čepu a díry. Pokud je splněn požadavek, že obě tělesa mají dostatečnou délku, jsou vznikající deformace rovinné, v rovině kolmé na osu těles. Pro plný kruhový průřez zatížený protiběžnou dvojicí jednotkových liniových sil podle obr. 4.1 je odvozeno:

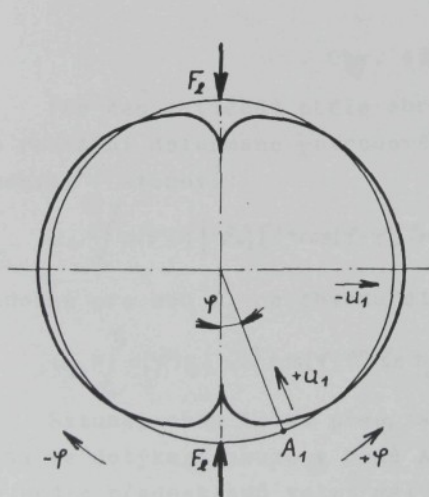
$$u_{1r} = F_2 \left[-2\lambda_1 (1 + \cos \varphi \ln \frac{|\varphi|}{2}) + \mathcal{H}_1 \sin |\varphi| \right] \quad (4.1)$$

kde u_{1r} - radiální posunutí bodu A_1 ,

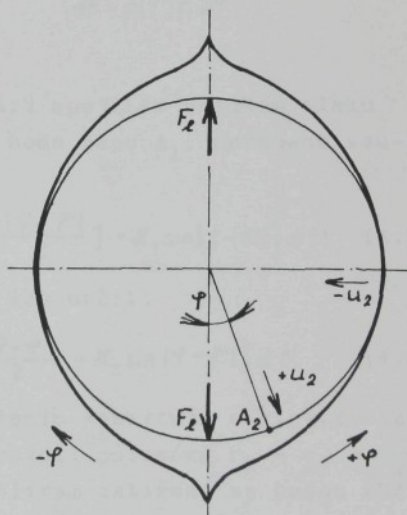
F_2 - síla na jednotku délky,

$$\lambda_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1}, \quad (4.2)$$

$$\mathcal{H}_1 = \frac{(1 + \nu_1)(1 - 2\nu_1)}{2E_1}. \quad (4.3)$$



Obr. 4.1



Obr. 4.2

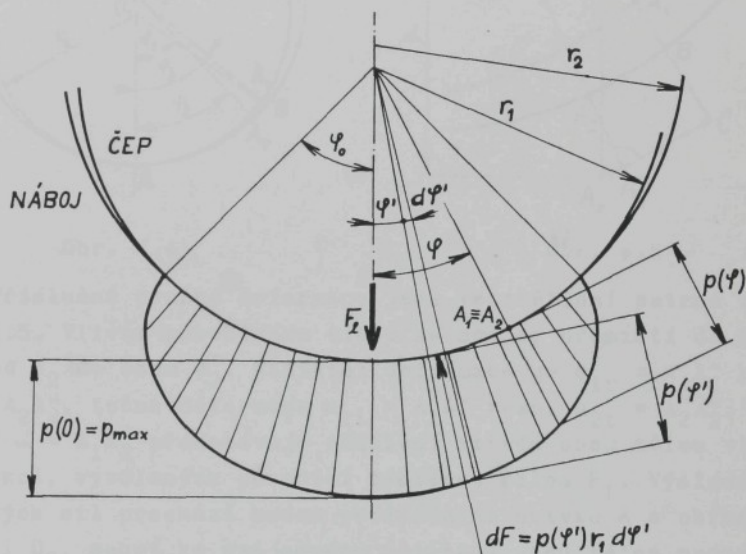
Pro kruhovou díru v nekonečném pružném tělese, zatíženou podle obr. 4.2, pak platí:

$$u_{2r} = F_L \left[-2\lambda_2 \cos \varphi \ln \frac{|\varphi|}{2} + \mathcal{H}_2 \sin |\varphi| \right] \quad (4.4)$$

kde u_{2r} - radiální posunutí bodu A_2 ,

$$\lambda_2 = \frac{1-\nu_2}{2E_2}, \quad (4.5)$$

$$\mathcal{H}_2 = \frac{(1+\nu_2)(1-2\nu_2)}{2E_2}. \quad (4.6)$$



Obr. 4.3

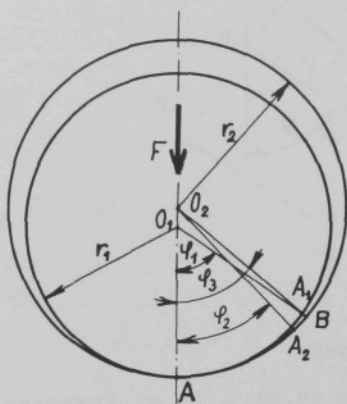
Pro čep zatížený podle obr. 4.3 spojitým účinkem tlaku se radiální deformace povrchového bodu čepu A_1 , určeného souřadnicí φ stanoví:

$$u_{1r} = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') r_1 \left\{ -2\lambda_1 \left[1 + \cos(\varphi - \varphi') \ln \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} \right] + \mathcal{H}_1 \sin |\varphi - \varphi'| \right\} d\varphi'. \quad (4.7)$$

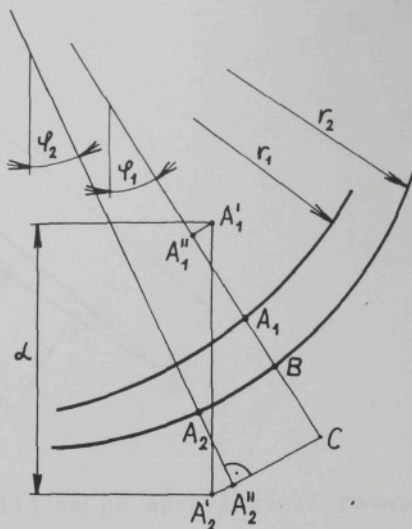
Obdobně pro bod A_2 na obvodu díry lze určit:

$$u_{2r} = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') r_2 \left[-2\lambda_2 \cos(\varphi - \varphi') \ln \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \mathcal{H}_2 \sin |\varphi - \varphi'| \right] d\varphi'. \quad (4.8)$$

Situaci obou těles před zatížením zachycuje obr. 4.4. Tělesa se dotýkají pouze v bodě A, rozdíl poloměrů $r_2 - r_1 = 0_1 0_2$ je podle předpokladů velmi malý. Vlivem zatížení se budou obě tělesa deformovat a body A_1 a A_2 se ve vzniklé dotykové ploše ztotozní.



Obr. 4.4



Obr. 4.5

Príslušné pružné deformace jsou ve zvětšení patrné z obr. 4.5. Vlivem působícího tlaku se bod A_1 přemístí do bodu A_1' , bod A_2 do bodu A_2' . Radiální deformace je $u_{1r} = A_1A_1''$ resp. $u_{2r} = A_2A_2''$, tečná deformace $u_{1t} = A_1'A_1''$ resp. $u_{2t} = A_2'A_2''$. Vzdálenost $\Delta = A_1'A_2'$ představuje oddálení středů obou těles vlivem deformací, vyvolaných působící liniovou silou F_1 . Výslednice tlakových sil prochází bodem počátečního dotyku A a oběma středy O_1 i O_2 , neboť ke vzájemnému natáčení obou těles nedochází. V důsledku toho, že deformace jsou malé a malý je i rozdíl poměrů, lze přijmout zjednodušení: $BC = A_2A_2''$ a $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi$.

Potom lze podle obr. 4.5 psát:

$$u_{1r} + u_{2r} = \Delta \cos \varphi - A_1B. \quad (4.9)$$

Z obr. 4.6 vyplývá

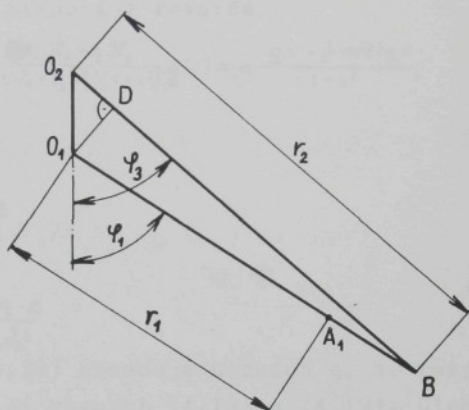
$$r_2 = A_1B + r_1 + O_1O_2 \cos \varphi,$$

odkud

$$A_1B = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi). \quad (4.10)$$

Dosazením (4.10) do (4.9) plyne

$$u_{1r} + u_{2r} = \Delta \cos \varphi - (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi). \quad (4.11)$$



Obr. 4.6

Po dosazení (4.7) a (4.8) do (4.11) se po úpravě získá rovnice

$$\begin{aligned}
 & -2(r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \cos(\varphi - \varphi') \ln tg \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} d\varphi' + (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \sin|\varphi - \varphi'| d\varphi' - \\
 & -2r_1 \mathcal{H}_1 \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi' = 2 \cos \varphi - (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi), \\
 & \varphi \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle, \quad \varphi' \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle.
 \end{aligned} \tag{4.12}$$

Z této integrální rovnice vychází řada autorů při hledání přibližného tvaru funkce $p(\varphi)$, jejíž exaktní řešení neexistuje. Mimo stanovení funkce je nutné najít i rozměr dotykové plochy, tj. najít velikost úhlu φ_0 ; proto se navíc k výchozí rovnici (4.12) využívá i podmínky rovnováhy sil ve tvaru

$$r_1 \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \cos \varphi' d\varphi' = F_2. \tag{4.13}$$

Rovnici (4.12) lze přepsat po úpravě do tvaru /2/:

$$(r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \cot g(\varphi - \varphi') d\varphi' - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_0^{\varphi} p(\varphi') d\varphi' = \beta + f_0 \varphi \tag{4.14}$$

kde β - libovolná konstanta,

$$f_0 = r_2 \mathcal{H}_2 \alpha + \frac{r_2 - r_1}{2}, \tag{4.15}$$

$$g = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi'. \tag{4.16}$$

Řešení rovnice (4.14) lze nalézt ve tvaru

$$p(\varphi) = \sec^2 \varphi g'(tg \varphi), \tag{4.17}$$

funkce $g(x)$ se stanoví z rovnice

$$\int_{-a}^a \frac{g'(t)}{t-x} dt + \frac{r_1 \mathcal{L}_1 + r_2 \mathcal{L}_2}{(r_1 \mathcal{N}_1 + r_2 \mathcal{N}_2)(1+x^2)} g(x) = - \frac{qx + j \arctg x}{1+x^2}, \quad x \in (-a, a), \quad (4.18)$$

kde $x = \operatorname{tg} \varphi$,

$$a = \operatorname{tg} \varphi_0,$$

$$j = \frac{j_0}{r_1 \mathcal{N}_1 + r_2 \mathcal{N}_2},$$

tedy

$$j = \frac{2r_2 \mathcal{N}_2 q + r_2 - r_1}{2(r_1 \mathcal{N}_1 + r_2 \mathcal{N}_2)}. \quad (4.19)$$

Rovnice (4.18) obsahuje neznámé q , a , resp. φ_0 . K jejich určení se využijí rovnice (4.13) a (4.19). Úloha, která původně řešila tlakové poměry v dotykové ploše tak přechází na hledání funkce $g(x)$, která je řešením rovnice (4.18).

Rovnici (4.14) je možné převést s využitím podmínky $p(\pm \varphi_0) = 0$ na tvar

$$(r_1 \mathcal{N}_1 + r_2 \mathcal{N}_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p'(\varphi) \cot g(\varphi - \varphi_0) d\varphi - (r_1 \mathcal{L}_1 + r_2 \mathcal{L}_2) p(\varphi) = j_0'. \quad (4.20)$$

Tuto integrodiferenciální rovnici s Hilbertovým jádrem je možno řešit na základě výsledků uvedených pro symetrickou úlohu v práci /3/.

S pomocí metody ortogonálních polynomů /4/ se dá rovnice (4.14) převést na nekonečný algebraický systém, pro jehož přibližné řešení je možno najít koeficienty a_n pro rozklad průběhu tlaku do řady

$$p(\varphi) = \sec \varphi \sqrt{2(\cos 2\varphi - \cos \varphi_0)} \sum_{n=1}^{\infty} a_n U_{2n-2} \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \varphi_0} \right) \quad (4.21)$$

kde $U_k(x)$ - Čebyševovy polynomy druhého druhu.

Mimo výše uvedené způsoby odvození se vyskytují vztahy vycházející ze zjednodušených předpokladů. Např. za předpokladu cosinusového průběhu tlaku /5/ je uváděn vztah

$$p(\varphi) = \frac{F_x}{r_1 (\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 + \varphi_0)} \cos \varphi. \quad (4.22)$$

4.2 Numerické řešení úlohy

Výchozí rovnicí pro výpočet je vztah (4.12), z něhož se pro $\varphi = 0$ získá:

$$2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \cos \varphi' \ln tg \frac{|\varphi'|}{2} d\varphi' - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \sin |\varphi'| d\varphi' + 2r_1 n_1 \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi' = -\alpha. \quad (4.23)$$

Dosazením (4.23) do (4.12) po úpravě vyplývá

$$2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') \left[\cos(\varphi - \varphi') \ln tg \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} - \cos \varphi \cos \varphi' \ln tg \frac{|\varphi'|}{2} \right] d\varphi' - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') [\sin |\varphi - \varphi'| - \cos \varphi \sin |\varphi'|] d\varphi' + 2r_1 n_1 (1 - \cos \varphi) \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi' = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi), \quad \varphi \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle, \quad \varphi' \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle. \quad (4.24)$$

K této rovnici přistupuje dále vztah (4.13). Tyto dvě rovnice postačují pro stanovení funkce $p(\varphi)$ a úhlu φ_0 .

Vzhledem k symetrickému rozložení tlaku musí být hledaná funkce $p(\varphi)$ sudá. Platí tudíž

$$p(\varphi') = p(-\varphi')$$

a dále

$$\int_{-\varphi_0}^0 f(\varphi') d\varphi' = \int_0^{\varphi_0} f(-\varphi') d\varphi'.$$

S ohledem na tuto skutečnost lze levou stranu rovnice (4.24) rozepsat na dva sčítance, a to první

$$\begin{aligned} & 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \int_{-\varphi_0}^0 p(\varphi') \left[\cos(\varphi - \varphi') \ln tg \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} - \cos \varphi \cos \varphi' \ln tg \frac{|\varphi'|}{2} \right] d\varphi' - \\ & - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_{-\varphi_0}^0 p(\varphi') [\sin |\varphi - \varphi'| - \cos \varphi \sin |\varphi'|] d\varphi' + 2r_1 n_1 (1 - \cos \varphi) \int_{-\varphi_0}^0 p(\varphi') d\varphi' = \\ & = 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') \left[\cos(\varphi + \varphi') \ln tg \frac{|\varphi + \varphi'|}{2} - \cos \varphi \cos \varphi' \ln tg \frac{\varphi'}{2} \right] d\varphi' - \\ & - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') [\sin |\varphi + \varphi'| - \cos \varphi \sin \varphi'] d\varphi' + 2r_1 n_1 (1 - \cos \varphi) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi' \end{aligned}$$

a druhý

$$\begin{aligned} & 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') \left[\cos(\varphi - \varphi') \ln tg \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} - \cos \varphi \cos \varphi' \ln tg \frac{\varphi'}{2} \right] d\varphi' - \\ & - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') [\sin |\varphi - \varphi'| - \cos \varphi \sin \varphi'] d\varphi' + 2r_1 n_1 (1 - \cos \varphi) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi'. \end{aligned}$$

Jejich sečtením pak přejde rovnice (4.24) do tvaru

$$\begin{aligned}
& 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') \left[\cos(\varphi - \varphi') \operatorname{ctg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \cos(\varphi + \varphi') \operatorname{ctg} \frac{|\varphi + \varphi'|}{2} - 2 \cos \varphi \cos \varphi' \operatorname{ctg} \frac{\varphi'}{2} \right] d\varphi' - \\
& - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') [\sin |\varphi - \varphi'| + \sin |\varphi + \varphi'| - 2 \cos \varphi \sin \varphi'] d\varphi' + \\
& + 4 r_1 n_1 (1 - \cos \varphi) \int_0^{\varphi_0} p(\varphi') d\varphi' = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi), \\
& \varphi \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle, \quad \varphi' \in \langle 0, \varphi_0 \rangle.
\end{aligned} \tag{4.25}$$

Interval $\langle 0, \varphi_0 \rangle$ lze rozdělit na n stejných úhlů n^λ , kde

$$n^\lambda = \frac{\varphi_0}{n}, \tag{4.26}$$

takže interval $\langle 0, \varphi_0 \rangle = \langle 0, n n^\lambda \rangle = \sum_{k=1}^n \langle (k-1)n^\lambda, k n^\lambda \rangle$ pro přirozená $k \in \langle 1, n \rangle$. Pro dostatečně velké n je možno v každém intervalu $\langle (k-1)n^\lambda, k n^\lambda \rangle$ předpokládat $p(\varphi') = \text{konst} = p_k$. Rovnice (4.25) pak nabude tvaru

$$\begin{aligned}
& 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^\lambda}^{k n^\lambda} \left[\cos(\varphi - \varphi') \operatorname{ctg} \frac{|\varphi - \varphi'|}{2} + \cos(\varphi + \varphi') \operatorname{ctg} \frac{|\varphi + \varphi'|}{2} - 2 \cos \varphi \cos \varphi' \operatorname{ctg} \frac{\varphi'}{2} \right] d\varphi' - \\
& - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^\lambda}^{k n^\lambda} [\sin |\varphi - \varphi'| + \sin |\varphi + \varphi'| - 2 \cos \varphi \sin \varphi'] d\varphi' + \\
& + 4 r_1 n_1 (1 - \cos \varphi) \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^\lambda}^{k n^\lambda} d\varphi' = (r_2 - r_1)(1 - \cos \varphi), \\
& \varphi \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle, \quad \varphi' \in \langle 0, \varphi_0 \rangle, \quad k \in \langle 1, n \rangle.
\end{aligned} \tag{4.27}$$

Tato rovnice bude splněna, pokud se dosadí do obou jejích stran určitá konkrétní hodnota $\varphi \in \langle -\varphi_0, \varphi_0 \rangle$; musí být splněna i tehdy, když se dosadí $\varphi = \ell n^\lambda$, kde $\ell \in \langle -n, n \rangle$. Vzhledem k tomu, že hledaná funkce je sudá, postačí dosadit $\varphi > 0$, tedy $\ell \in \langle 1, n \rangle$. Tím se získá soustava n rovnic pro výpočet n hodnot p_k v podobě

$$\begin{aligned}
& 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^\lambda}^{k n^\lambda} \left[\cos(\ell n^\lambda - \varphi') \operatorname{ctg} \frac{|\ell n^\lambda - \varphi'|}{2} + \cos(\ell n^\lambda + \varphi') \operatorname{ctg} \frac{|\ell n^\lambda + \varphi'|}{2} - 2 \cos \ell n^\lambda \cos \varphi' \operatorname{ctg} \frac{\varphi'}{2} \right] d\varphi' - \\
& - (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^\lambda}^{k n^\lambda} [\sin |\ell n^\lambda - \varphi'| + \sin (\ell n^\lambda + \varphi') - 2 \cos \ell n^\lambda \sin \varphi'] d\varphi' + \\
& + 4 r_1 n_1 (1 - \cos \ell n^\lambda) \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^\lambda}^{k n^\lambda} d\varphi' = (r_2 - r_1)(1 - \cos \ell n^\lambda), \\
& \varphi' \in \langle 0, \varphi_0 \rangle, \quad k \in \langle 1, n \rangle, \quad \ell \in \langle 1, n \rangle.
\end{aligned} \tag{4.28}$$

Soustava (4.28) je schopná integrace. S uvážením hodnot, kterých mohou nabývat absolutní hodnoty se po integraci získá

$$\sum_{k=1}^n p_k \left\{ 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \left[\sin(\ell-k+1)n \operatorname{Entg} \frac{\ell-k+1}{2} - \sin(\ell-k)n \operatorname{Entg} \frac{\ell-k}{2} - n \right] + \right. \\
+ \operatorname{sgn}(\ell-k)(r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) [\cos(\ell-k+1)n - \cos(\ell-k)n] + 2r_1 n_1 n + \\
+ 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \left[\sin(\ell+k)n \operatorname{Entg} \frac{\ell+k}{2} - \sin(\ell+k-1)n \operatorname{Entg} \frac{\ell+k-1}{2} - n \right] + \\
+ \operatorname{sgn}(\ell+k-1)(r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) [\cos(\ell+k)n - \cos(\ell+k-1)n] + 2r_1 n_1 n - \\
- 2 \cos \ell n \left\{ 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \left[\sin k n \operatorname{Entg} \frac{k}{2} - \sin(k-1)n \operatorname{Entg} \frac{k-1}{2} - n \right] + \right. \\
\left. \left. + \operatorname{sgn}(k-1)(r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) [\cos k n - \cos(k-1)n] + 2r_1 n_1 n \right\} \right\} = (r_2 - r_1)(1 - \cos \ell n). \quad (4.29)$$

Po zavedení funkce

$$\Delta_k = 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \left[\sin(k+1)n \operatorname{Entg} \frac{k+1}{2} - \sin k n \operatorname{Entg} \frac{k}{2} - n \right] + \\
+ \operatorname{sgn} k (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) [\cos(k+1)n - \cos k n] + 2r_1 n_1 n \quad (4.30)$$

lze soustavu (4.29) zapsat zjednodušeně

$$\sum_{k=1}^n p_k (\Delta_{\ell-k} + \Delta_{\ell+k-1} - 2 \cos \ell n \Delta_{k-1}) = (r_2 - r_1)(1 - \cos \ell n). \quad (4.31)$$

Při zkoumání funkce (4.30) vyjde najevo, že pro $k \geq 1$

$$\Delta_{-k} = \Delta_{k-1} \quad (4.32)$$

a dále, že pro $k \geq 0$ je možno zjednodušeně zapsat

$$\Delta_k = F(k+1) - F(k), \quad (4.33)$$

kde

$$F(k) = 2(r_1 n_1 + r_2 n_2) \left[\sin k n \operatorname{Entg} \frac{k}{2} - k n \right] + (r_1 \mathcal{H}_1 + r_2 \mathcal{H}_2) \cos k n + 2r_1 n_1 k n. \quad (4.34)$$

Vzhledem k tomu, že poloměry r_1 a r_2 jsou přibližně shodné, lze do (4.34) dosadit $r_1 = r_2 = r$ a po úpravě je

$$F(k) = -2r n_1 \left[-\frac{n_1 + n_2}{n_1} \sin k n \operatorname{Entg} \frac{k}{2} + \frac{n_2}{n_1} k n - \frac{\mathcal{H}_1 + \mathcal{H}_2}{2n_1} \cos k n \right]. \quad (4.35)$$

Po zavedení funkce

$$f(k) = -\frac{n_1 + n_2}{n_1} \sin k n \operatorname{Entg} \frac{k}{2} + \frac{n_2}{n_1} k n - \frac{\mathcal{H}_1 + \mathcal{H}_2}{2n_1} \cos k n \quad (4.36)$$

je

$$F(k) = -2r n_1 f(k) \quad (4.37)$$

a

$$\Delta_k = -2r n_1 [f(k+1) - f(k)]. \quad (4.38)$$

S označením

$$\mathcal{F}_k = f(k+1) - f(k) \quad (4.39)$$

přejde (4.38) do tvaru

$$\Delta_k = -2r_1 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_k. \quad (4.40)$$

Obdobně vztahu (4.32) platí pro $k \geq 1$

$$\dot{\varphi}_{-k} = \dot{\varphi}_{k-1}. \quad (4.41)$$

Soustavu (4.31) lze po označení

$$\varepsilon = r_2 - r_1 \quad (4.42)$$

přepsat do tvaru

$$\sum_{k=1}^n p_k (2\dot{\varphi}_{k-1} \cos \ell n^k - \dot{\varphi}_{\ell-k} - \dot{\varphi}_{\ell+k-1}) = \frac{\varepsilon}{2r_1 n^k} (1 - \cos \ell n^k). \quad (4.43)$$

Hledaný tlak p_k lze vyjádřit

$$p_k = \frac{\varepsilon}{2r_1 n^k} q_k. \quad (4.44)$$

Soustava rovnic (4.43) pak nabude podoby

$$\sum_{k=1}^n q_k (2\dot{\varphi}_{k-1} \cos \ell n^k - \dot{\varphi}_{\ell-k} - \dot{\varphi}_{\ell+k-1}) = 1 - \cos \ell n^k, \quad \ell \in \langle 1, n \rangle, \quad k \in \langle 1, n \rangle. \quad (4.45)$$

Tato soustava rovnic je numericky řešitelná pomocí výpočetní techniky; v úvahu je třeba vzít vztahy (4.2), (4.3), (4.5) a (4.6).

Po získání q_k se stanoví

$$p_k = d_k \frac{E_1 \varepsilon}{r}, \quad (4.46)$$

kde

$$d_k = \frac{\pi}{2(1 - \mu_1^2)} q_k. \quad (4.47)$$

Zároveň musí platit rovnice (4.13). Po úpravě je

$$2 \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)n^k}^{kn^k} \cos \varphi d\varphi = \frac{F_2}{r}. \quad (4.48)$$

Po integraci je pak s ohledem na (4.47)

$$\frac{\pi}{(1 - \mu_1^2)} \sum_{k=1}^n q_k [\sin kn^k - \sin (k-1)n^k] = \frac{F_2}{E_1 \varepsilon}. \quad (4.49)$$

Úhel φ_0 je podle (4.26) $\varphi_0 = n^k$ a levá strana rovnice (4.49) je jeho funkce; lze ji označit

$$k_{\varphi_0} = \frac{\pi}{(1 - \mu_1^2)} \sum_{k=1}^n q_k [\sin kn^k - \sin (k-1)n^k]. \quad (4.50)$$

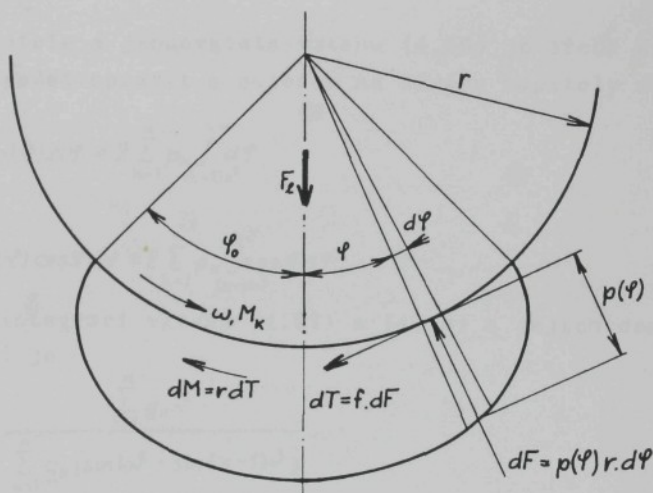
Tedy z charakteristiky uložení a jeho zatížení lze stanovit hodnotu, mající vztah k velikosti úhlu φ_0 . Je dána předešlým vztahem, ale podle (4.49) rovněž i vztahem

$$k_{\varphi_0} = \frac{F_2}{E_1 \varepsilon}. \quad (4.51)$$

4.3 Moment tření na čepu

Představa o velikosti momentu tření na čepu umožňuje konstruktérovi přesnější výpočet mechanismů, odhad účinnosti a ztrát na výkonu. V dotykové ploše vznikají elementární třecí síly, které působí jako odpor proti přiváděnému krouticímu momentu. Při určování účinků třecích sil se přijímají následující zjednodušující předpoklady:

1. tlakové poměry v normálním směru nezávisí na působících tečných silách, funkce $p(\varphi)$ se nemění,
2. tečné síly v dotykové ploše jsou úměrné silám normálním.



Obr. 4.7

Situace z níž vychází výpočet je zakreslena na obr. 3.1, z něhož vyplývá

$$M = r^2 \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi) d\varphi \quad (4.52)$$

kde f - koeficient tření rovinných ploch dvojice materiálů čepu a náboje.

Upravený vztah (4.13) je

$$F_L = r \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi. \quad (4.53)$$

Pro moment tření je v technické literatuře běžně udáván vzorec pro tzv. čepové tření v podobě

$$M = F_z f_{\zeta} r. \quad (4.54)$$

Po dosazení (4.52) a (4.53) do (4.54) je možno stanovit

$$f_{\zeta} = f k_f \quad (4.55)$$

kde

$$k_f = \frac{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi) d\varphi}{\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi}. \quad (4.56)$$

Čitatele a jmenovatele vztahu (4.56) je třeba pro numerický výpočet upravit s ohledem na závěry kapitoly 4.2:

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi) d\varphi = 2 \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)\Delta}^{k\Delta} d\varphi, \quad (4.57)$$

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi = 2 \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)\Delta}^{k\Delta} \cos \varphi d\varphi. \quad (4.58)$$

Po integraci vztahů (4.57) a (4.58) a jejich dosazení do (4.56) je

$$k_f = \frac{\sum_{k=1}^n q_k \Delta}{\sum_{k=1}^n q_k [\sin k\Delta - \sin (k-1)\Delta]}. \quad (4.59)$$

Moment tření v (4.54) je počítán z jednotkové liniové síly F_z , jde tedy o moment jednotkový. Celkový třecí moment působící na čep se získá součinem

$$M_T = M b \quad (4.60)$$

kde b - společná délka čepu a náboje.

4.4 Výsledky numerického zpracování

Pro praktické využití teoretického rozboru při konstrukci strojních uzlů jsou žádoucí jednoduché, snadno použitelné vztahy, které by umožňovaly rychlý výpočet. Tlakové poměry byly propočítány pro tři kombinace materiálů, u nichž byl vždy uvažován čep z oceli a náboj ocelový, litinový a bronzový. Uvažované mechanické hodnoty materiálů shrnuje tabulka 4.1.

TABULKA 4.1

	E /Pa/	ν /1/
ocel	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,3
litina	$1,15 \cdot 10^{11}$	0,25
bronz	$1,0 \cdot 10^{11}$	0,34

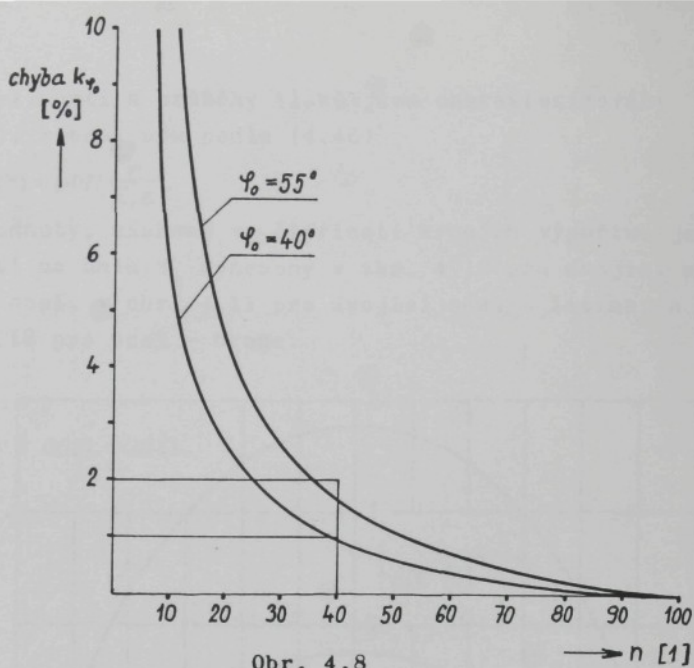
Východiskem numerického výpočtu je soustava rovnic (4.45), z níž se získají hodnoty q_k . Do soustavy je třeba dosadit hodnoty n a φ_0 , které jsou vztahem (4.26) vázány na úhel φ_0 . Praktičtější je volit hodnotu úhlu φ_0 a počet jeho dělení n . Přesnost výpočtu je absolutní pro n rostoucí nade všechny meze. Konkrétní volba n závisí na možnostech výpočetní techniky, na době trvání výpočtu ap. V úvahu je možno vzít i jiný počet dělení pro malé úhly φ_0 a to zřejmě nízký a vyšší počet dělení pro větší úhly φ_0 .

Po získání hodnot q_k se z (4.50) stanoví koeficient k_{φ_0} , jehož přesnost je rovněž ovlivněna volbou počtu dělení n . Pro posouzení vlivu počtu dělení n na přesnost výpočtu byl úhel φ_0 dělen od $n = 5$ až do $n = 100$. Bude-li hodnota k_{φ_0} pro $n = 100$ považována za nejpresnější, lze vůči ní vyjádřit odchylky, resp. chyby pro jiná dělení v procentech. Tato závislost je vyjádřena v obr. 4.8, z něhož vyplývá, že chyba narůstá i se zvětšujícím se úhlem φ_0 .

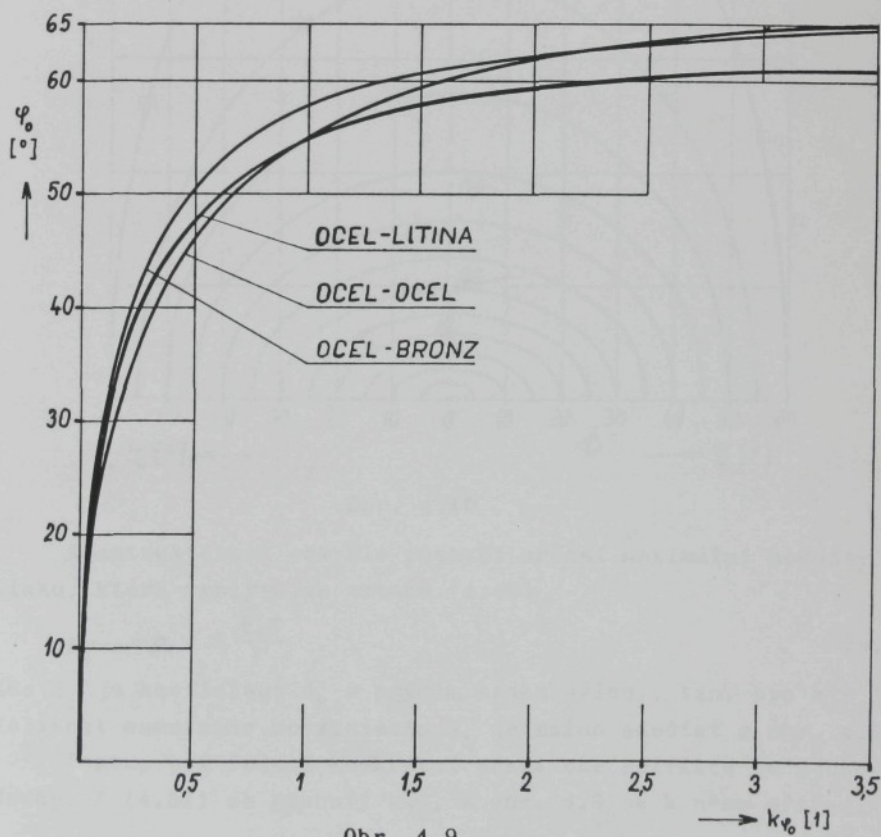
Chyba se nepodstatně liší i v závislosti na kombinaci materiálů čepu a náboje, největší je pro kombinaci ocel - litina, nejmenší pro ocel - ocel. V obr. 4.8 je vynesena chyba průměrná.

Po zhodnocení situace bylo dále pro veškeré výpočty použito dělení $n = 40$, u něhož je pro $\varphi_0 \leq 40^\circ$ chyba do 1 %, pro $\varphi_0 > 40^\circ$ nepřesahuje chyba 2 % v porovnání s dělením $n = 100$.

Koeficienty k_{φ_0} získané řešením soustavy (4.45) s využitím vztahu (4.50) jsou pro různé volby úhlu φ_0 a pro $n = 40$ vyneseny v obr. 4.9. Získaných hodnot q_k se dále využije k výpočtu koeficientů d_k podle (4.47), z nichž lze již bezprostředně určit velikost tlaku v k -tém kroku řešení pro zvolený úhel φ_0 a to podle vztahu (4.46).



Obr. 4.8

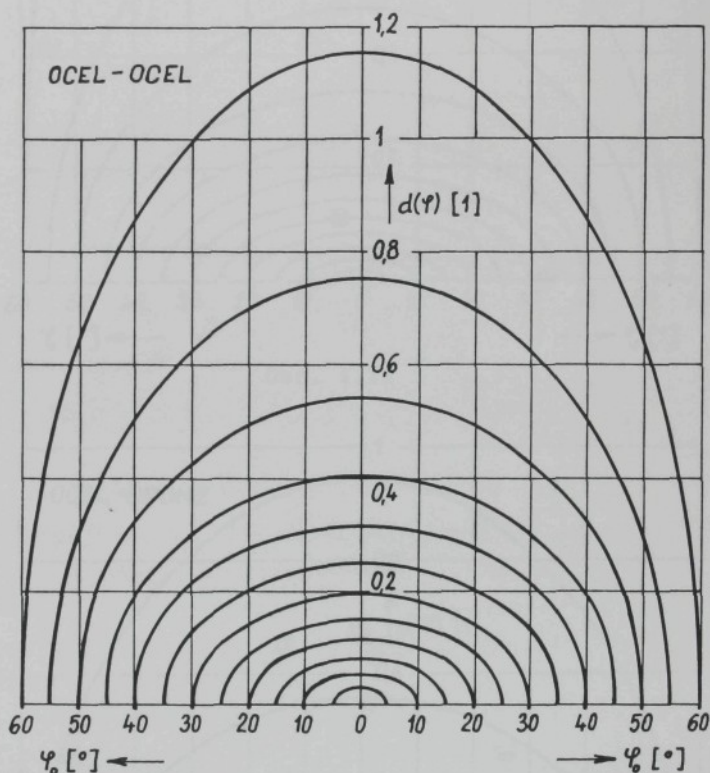


Obr. 4.9

Velikosti a průběhy tlaků jsou charakterizovány hodnotami $d(\varphi)$, které jsou podle (4.46)

$$d(\varphi) = p(\varphi) \frac{r}{E_1 \varepsilon}. \quad (4.61)$$

Tyto hodnoty, získané ve čtyřiceti krocích výpočtu, jsou v závislosti na úhlu φ_0 vyneseny v obr. 4.10 pro dvojici materiálů ocel - ocel, v obr. 4.11 pro dvojici ocel - litina, a na obr. 4.12 pro ocel - bronz.



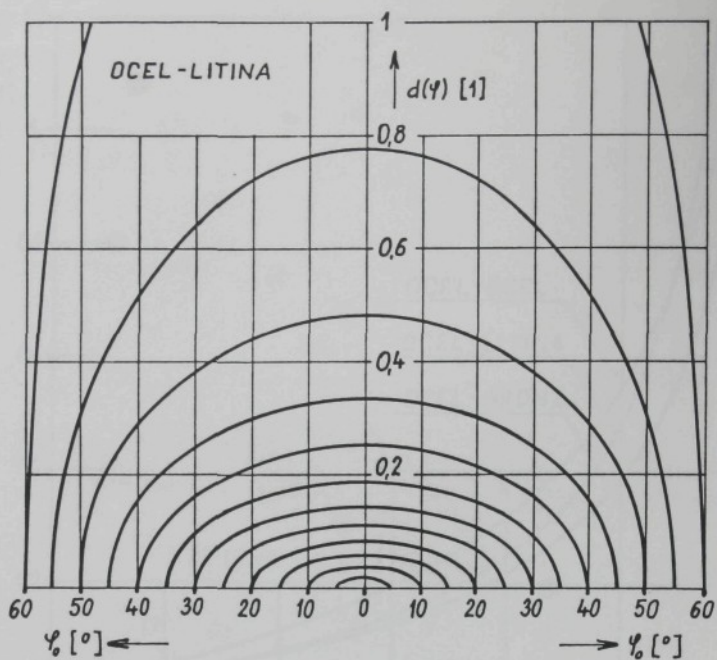
Obr. 4.10

Konstruktorovi obvykle postačí určení maximální hodnoty tlaku, která vyplývá ze vztahu (4.46)

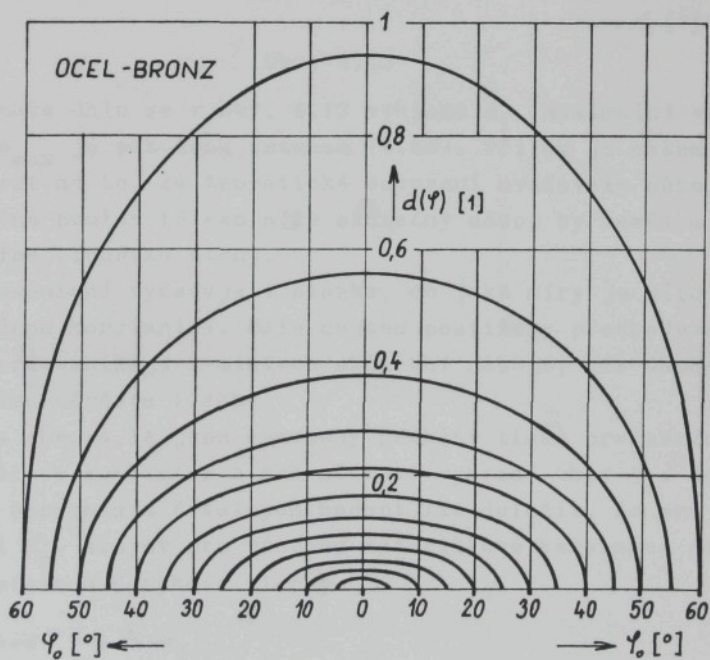
$$p_{max} \doteq p_1 = d_1 \frac{E_1 \varepsilon}{r} \quad (4.62)$$

kde d_1 je koeficient d_k v prvním kroku dělení, tzn. pro $k = 1$. Velikost samotného koeficientu d_1 je možno odečíst z obr. 4.13.

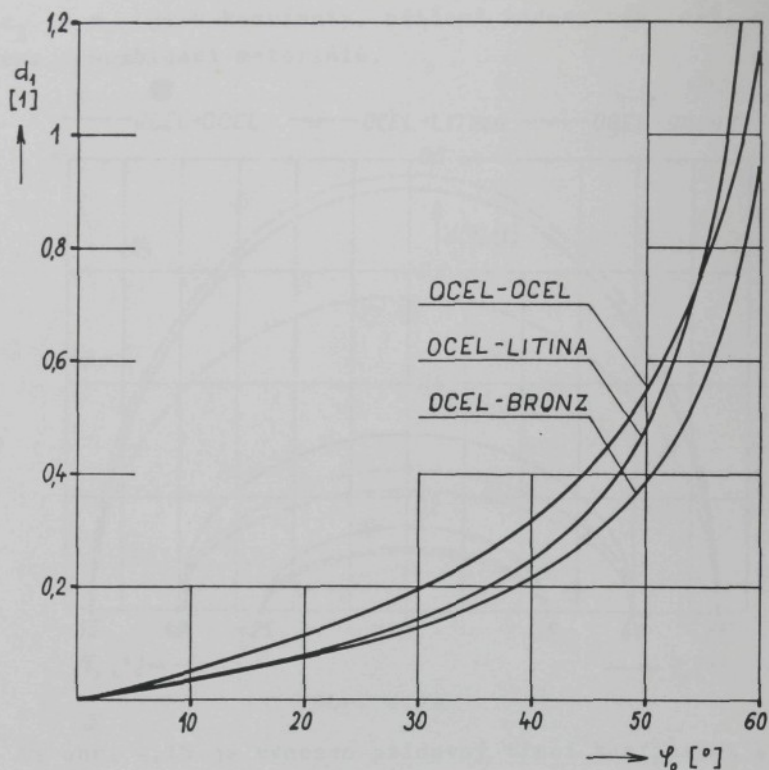
Postup při řešení konkrétní praktické aplikace je jednoduchý. Z (4.51) se stanoví $k\varphi_0$, z obr. 4.9 se k němu přiřadí φ_0



Obr. 4.11



Obr. 4.12



Obr. 4.13

a k tomuto úhlu se v obr. 4.13 vyhledá d_1 . Maximální velikost tlaku $p_{\max}$ je pak dána vztahem (4.62). Přitom je ovšem nutné pamatovat na to, že teoretické odvození uvažovalo náboj jako nekonečné pružné těleso a že skutečný náboj by neměl mít příliš malou tloušťku stěny.

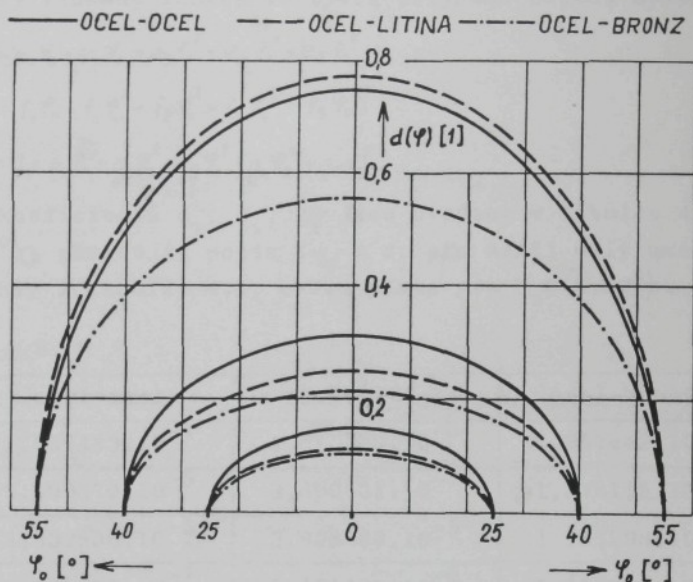
Posouzení vyžaduje i otázka, do jaké míry je síla F_1 po délce čepu konstantní. Dále nejsou postiženy přechodové vlivy, které vznikají v místech ukončení náboje, kde dochází k lokálnímu nárůstu tlaku.

Na obr. 4.14 jsou vyneseny průběhy tlaků pro uvažované materiálové kombinace a pro některé vybrané úhly φ_0 . Je patrné a porovnáním číselných hodnot lze doložit, že pro určitý úhel φ_0 , stejný pro všechny materiálové kombinace platí ve všech místech dotykové plochy

$$p_{k0-2} = c_{1\varphi_0} p_{k0-0}, \quad (4.63)$$

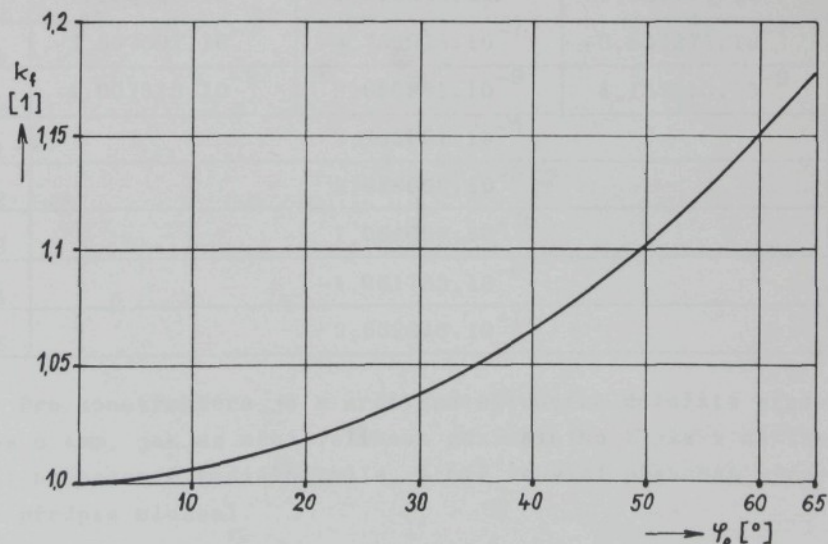
$$p_{k0-b} = c_{2\varphi_0} p_{k0-0}, \quad (4.64)$$

kde c_1 a c_2 jsou konstanty, přičemž indexy o-o, o-l, o-b znamenají kombinaci materiálů.



Obr. 4.14

Na obr. 4.15 je vynesena přídatný třecí koeficient k_f stanovený podle (4.59). Ze vztahu (4.56) s ohledem na skutečnost popsanou vztahy (4.63) a (4.64) vyplývá, že k_f nezávisí na materiálové kombinaci.



Obr. 4.15

Pro běžné použití je účelné znát závislosti k_{φ_0} , d_1 a k_f nejen graficky, ale vyjádřit je jako funkce φ_0 . Regresní metodou byly získány funkce ve tvaru polynomů pátého stupně:

$$k_{\varphi_0} = e_1 \varphi_0 + e_2 \varphi_0^2 + e_3 \varphi_0^3 + e_4 \varphi_0^4 + e_5 \varphi_0^5 \quad (4.65)$$

$$d_1 = f_1 \varphi_0 + f_2 \varphi_0^2 + f_3 \varphi_0^3 + f_4 \varphi_0^4 + f_5 \varphi_0^5 \quad (4.66)$$

$$k_f = 1 + g_1 \varphi_0 + g_2 \varphi_0^2 + g_3 \varphi_0^3 + g_4 \varphi_0^4 + g_5 \varphi_0^5 \quad (4.67)$$

Hodnoty koeficientů e_i , f_i , g_i jsou uvedeny v tabulce 4.2 pro $\varphi_0 \in \langle 0, 55^\circ \rangle$; přesnější popis k_{φ_0} a d_1 pro menší úhly umožňují koeficienty z tabulky 4.3, ovšem pouze pro $\varphi_0 \in \langle 0, 30^\circ \rangle$.

TABULKA 4.2

	ocel-ocel	ocel-litina	ocel-bronz
e_1	$1,997483 \cdot 10^{-4}$	$1,815729 \cdot 10^{-3}$	$6,757442 \cdot 10^{-4}$
e_2	$5,109870 \cdot 10^{-5}$	$-3,890531 \cdot 10^{-4}$	$-1,178115 \cdot 10^{-4}$
e_3	$8,330836 \cdot 10^{-6}$	$3,928688 \cdot 10^{-5}$	$1,757208 \cdot 10^{-5}$
e_4	$-2,580567 \cdot 10^{-7}$	$-1,171102 \cdot 10^{-6}$	$-5,297743 \cdot 10^{-7}$
e_5	$3,513042 \cdot 10^{-9}$	$1,247610 \cdot 10^{-8}$	$5,918396 \cdot 10^{-9}$
f_1	$5,238944 \cdot 10^{-3}$	$4,432197 \cdot 10^{-3}$	$3,626309 \cdot 10^{-3}$
f_2	$-1,215699 \cdot 10^{-4}$	$-3,437593 \cdot 10^{-4}$	$-1,438530 \cdot 10^{-4}$
f_3	$1,262607 \cdot 10^{-5}$	$3,005368 \cdot 10^{-5}$	$1,337775 \cdot 10^{-5}$
f_4	$-3,597597 \cdot 10^{-7}$	$-8,739978 \cdot 10^{-7}$	$-3,859275 \cdot 10^{-7}$
f_5	$4,007813 \cdot 10^{-9}$	$9,066981 \cdot 10^{-9}$	$4,157315 \cdot 10^{-9}$
g_1	$7,783251 \cdot 10^{-6}$		
g_2	$3,668658 \cdot 10^{-5}$		
g_3	$1,064699 \cdot 10^{-7}$		
g_4	$-1,961785 \cdot 10^{-9}$		
g_5	$2,632648 \cdot 10^{-11}$		

Pro konstruktéra je v určitých situacích důležitá představa o tom, jak se mění velikost maximálního tlaku v závislosti na hodnotě radiální vůle, s níž souvisí přesnost výroby a předpis uložení.

TABULKA 4.3

	ocel-ocel	ocel-litina	ocel-bronz
e_1	$5,364369 \cdot 10^{-6}$	$5,170933 \cdot 10^{-6}$	$3,952470 \cdot 10^{-6}$
e_2	$1,304101 \cdot 10^{-4}$	$8,942684 \cdot 10^{-5}$	$8,551159 \cdot 10^{-5}$
e_3	$9,415784 \cdot 10^{-7}$	$9,208780 \cdot 10^{-7}$	$6,042707 \cdot 10^{-7}$
e_4	$-8,999043 \cdot 10^{-9}$	$-1,571978 \cdot 10^{-8}$	$-7,433038 \cdot 10^{-9}$
e_5	$7,143135 \cdot 10^{-10}$	$8,389914 \cdot 10^{-10}$	$5,582219 \cdot 10^{-10}$
f_1	$4,856478 \cdot 10^{-3}$	$3,373903 \cdot 10^{-3}$	$3,193642 \cdot 10^{-3}$
f_2	$8,174008 \cdot 10^{-6}$	$7,170755 \cdot 10^{-6}$	$3,233078 \cdot 10^{-6}$
f_3	$2,211015 \cdot 10^{-6}$	$1,852288 \cdot 10^{-6}$	$1,497270 \cdot 10^{-6}$
f_4	$-5,920988 \cdot 10^{-8}$	$-5,124002 \cdot 10^{-8}$	$-3,888576 \cdot 10^{-8}$
f_5	$1,162839 \cdot 10^{-9}$	$1,103165 \cdot 10^{-9}$	$8,032633 \cdot 10^{-10}$

Úpravou vztahu (4.51) s pomocí (4.42) se získá

$$\frac{F_z}{E_1 r} = \nu_r k_{\varphi_0} \quad (4.68)$$

kde

$$\nu_r = \frac{r_2 - r_1}{r} \quad (4.69)$$

je absolutní vůle vztažená ke jmenovitému poloměru, tedy relativní vůle.

Vztah (4.62) pak získá podobu

$$p_1 = d_1 \nu_r E_1. \quad (4.70)$$

Z levé strany rovnice (4.68) vyplývá

$$\nu_r k_{\varphi_0} = \text{konst.} \quad (4.71)$$

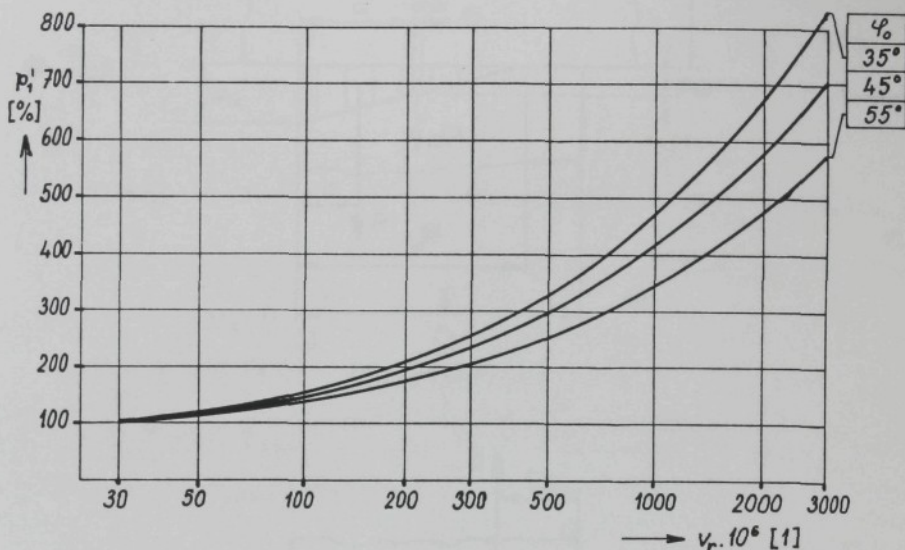
Budou-li se posuzovat dvě stejně zatížená uložení se stejným jmenovitým průměrem a s různými relativními vůlemi ν_r a ν_r' , musí platit

$$k_{\varphi_0}' = \frac{k_{\varphi_0} \nu_r}{\nu_r'}. \quad (4.72)$$

V případě, že je již propočítán stav s relativní vůlí ν_r , potom druhý stav je podle (4.72) charakterizován koeficientem k_{φ_0}' . K němu se z obr. 4.9 a 4.13 přiřadí d_1' a nárůst či pokles tlaku v druhém stavu lze vyčíslit za pomoci (4.70) jako

$$p_1' = p_1 \frac{d_1' \nu_r'}{d_1 \nu_r}. \quad (4.73)$$

Výsledky jsou shrnuty v obr. 4.16. Základní stav byl uvažován pro $v_r = 30 \cdot 10^{-6}$ s úhly $\varphi_0 = 55, 45$ a 35° , tlaky pro větší relativní vůle jsou vyjádřeny v procentech tlaku základního. Pro běžná uložení toleranční soustavy ISO činí nárůst tlaku pro maximální vůli oproti minimální 30 až 100 %; konkrétní zvýšení závisí na jmenovitém průměru, druhu uložení a úhlu φ_0 v základním stavu.

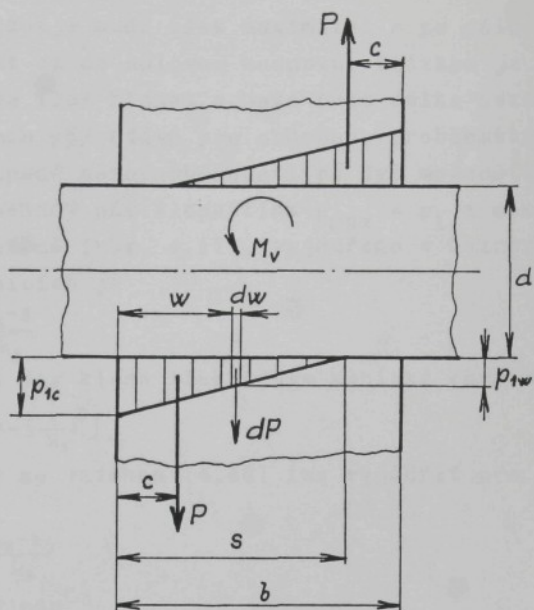


Obr. 4.16

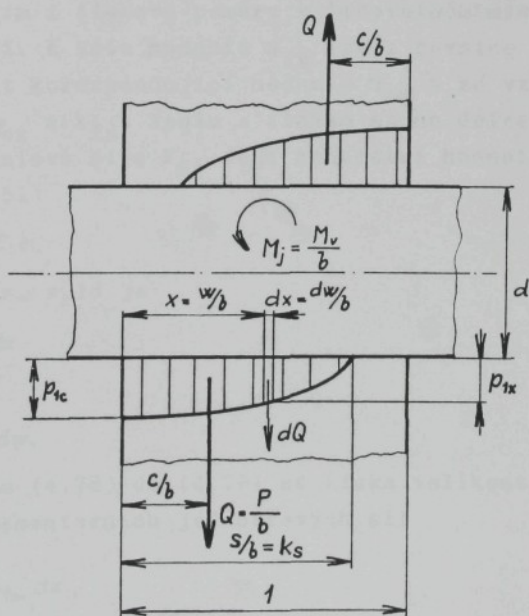
4.5 Zatížení čepu ohybovým momentem

Závěrů kapitoly 4.4 lze využít k rozboru tlakových poměrů při zatížení čepu vnějším ohybovým momentem M_v . Zjednodušujícím předpokladem je zanedbání ohybových deformací čepu, osa čepu je tedy považována za přímku. Rovněž je zanedbán lokální nárůst tlaku v okolí čel náboje vznikající v důsledku koncentrace napětí.

Situaci znázorňuje obr. 4.17, na obr. 4.18 je případ převeden na bezrozměrné délkové souřadnice, které se získají jako poměr všech délkových rozměrů k šířce náboje. Stejným způsobem se převedou výslednice P na jednotkové výslednice Q a vnější moment M_v na jednotkový moment M_j .



Obr. 4.17



Obr. 4.18

Na čele náboje bude tlak maximální a po délce čepu bude postupně klesat až na nulovou hodnotu. Otázkou je podle jaké závislosti bude tlak klesat a jaká bude délka sezení s , resp. k_s . Nieman /8/ udává pro obdobnou problematiku u ozubených kol v případě nerovnoběžnosti os dvě možnosti.

Pro nezaběhaný pár klěsá tlak $p_{\max} = p_l$ z maxima na čele přibližně lineárně (obr. 4.17), vyjádřeno v bezrozměrných délkových souřadnicích je

$$p_{1x} = p_{1c} \frac{k_s - x}{k_s} \quad (4.74)$$

a pro zaběhaný pár klesá tlak podle kubické paraboly (obr. 4.18)

$$p_{1x} = p_{1c} \left[1 - \left(\frac{x}{k_s} \right)^3 \right]. \quad (4.75)$$

V souladu se vztahem (4.46) lze vyjádřit pro nezaběhaný pár

$$d_{1x} = d_{1c} \frac{k_s - x}{k_s} \quad (4.76)$$

a pro zaběhaný pár

$$d_{1x} = d_{1c} \left[1 - \left(\frac{x}{k_s} \right)^3 \right]. \quad (4.77)$$

Tedy ze známých tlakových poměrů na čele náboje je možné stanovit d_{1x} a tím i tlakové poměry v libovolném místě x v celém rozsahu sezení. K této hodnotě d_{1x} lze z rovnice (4.66) numericky přiřadit korespondující hodnotu φ_{ox} a ze vztahů (4.65) a (4.67) i $k_{\varphi_{ox}}$ a k_{fx} . Spolu s tlakem se po délce čepu mění i jednotková liniová síla F_x . Její konkrétní hodnota v místě x se určí z (4.51)

$$F_{x} = k_{\varphi_{ox}} E_1 \varepsilon. \quad (4.78)$$

Podle obr. 4.18 je

$$dQ = F_x dx \quad (4.79)$$

a tím i

$$dP = F_x dw. \quad (4.80)$$

Dosazením (4.78) do (4.79) se získá velikost jednotkové výslednice elementárních jednotkových sil

$$Q = E_1 \varepsilon \int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} dx, \quad (4.81)$$

kteřá musí procházet těžištěm silového obrazce.

Poloha těžiště se určí z rovnice

$$\int_0^{k_s} x dQ = Q \frac{c}{b}. \quad (4.82)$$

S využitím předchozích vztahů (4.78), (4.79) a (4.81) je potom

$$\frac{c}{b} = \frac{\int_0^{k_s} k_{\varphi_{0x}} x dx}{\int_0^{k_s} k_{\varphi_{0x}} dx}. \quad (4.83)$$

Moment dvojice výslednic P musí být v rovnováze s působícím vnějším momentem M_v

$$M_v = P b \left(1 - 2 \frac{c}{b}\right) \quad (4.84)$$

a moment dvojice jednotkových výslednic Q je v rovnováze s jednotkovým momentem M_j

$$M_j = Q b \left(1 - 2 \frac{c}{b}\right). \quad (4.85)$$

Odtud po úpravě s použitím vztahu (4.81) je

$$\frac{M_v}{b^2 E_1 \varepsilon} = m_{\varphi_{0c}} \quad (4.86)$$

resp.

$$\frac{M_j}{b E_1 \varepsilon} = m_{\varphi_{0c}} \quad (4.87)$$

kde

$$m_{\varphi_{0c}} = \left(1 - 2 \frac{c}{b}\right) \int_0^{k_s} k_{\varphi_{0x}} dx. \quad (4.88)$$

Index φ_{0c} vyjadřuje vztah k úhlu φ_0 na čele náboje, t.j. v místě $x = 0$. Tedy obdobně jako u čepu zatíženého konstantní jednotkovou liniovou silou se dá i u zatížení čepu momentem najít hodnota, a sice $m_{\varphi_{0c}}$, která má vztah k velikosti úhlu φ_0 na čele náboje. Z (4.88) je možno stanovit průběh $m_{\varphi_{0c}}$ v závislosti na volbě φ_{0c} .

Při praktických aplikacích bude využíván vztah (4.86) a (4.87). K vypočtenému konkrétnímu $m_{\varphi_{0c}}$ bude přiřazen úhel φ_{0c} za pomoci křivek získaných z (4.88).

Elementární moment čepového tření na jedné dosedací ploše se vyjádří podle (4.54) a (4.55)

$$dM = dQ f k_{fx} r. \quad (4.89)$$

Pro obě plochy pak po dosazení z (4.79) a (4.78) je jed-

notkový moment čepového tření

$$M = 2 E_1 \varepsilon f r \int_0^{k_s} k_{\varphi_{0x}} k_{fx} dx. \quad (4.90)$$

Tento vztah je po úpravě

$$M = M_j \frac{d}{b} f k_M \quad (4.91)$$

kde

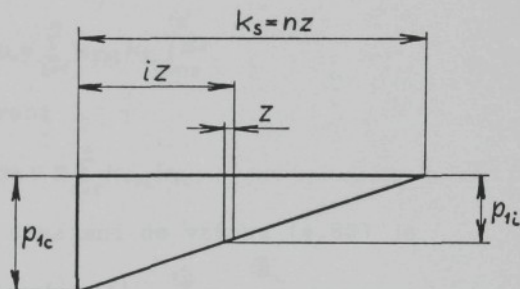
$$k_M = \frac{\int_0^{k_s} k_{\varphi_{0x}} k_{fx} dx}{m_{\varphi_{0c}}}. \quad (4.92)$$

Celkový třecí moment se pak vyjádří ve formě

$$M_T = M_v \frac{d}{b} f k_M. \quad (4.93)$$

4.6 Numerické řešení případu zatížení čepu ohybovým momentem

Princip numerického řešení je shodný s metodou použitou v kapitole 4.2 a je znázorněn na obr. 4.19.



Obr. 4.19

Bezrozměrná délka dosedací plochy, jinak též koeficient sezení, je rozdělena na n intervalů $\langle (i-1)z, iz \rangle$, kde

$$z = \frac{k_s}{n}. \quad (4.94)$$

V každém intervalu je pro dostatečně velké n možno předpokládat $p_i(\varphi) = \text{konst.}$ Podle (4.76) a (4.77) se pro nezaběhaný pár stanoví

$$d_{1i} = d_{1c} \frac{k_s - (i-1)z}{k_s} \quad (4.95)$$

a pro zaběhaný pár platí

$$d_{1i} = d_{1c} \left[1 - \left(\frac{(i-1)z}{k_s} \right)^3 \right]. \quad (4.96)$$

K této hodnotě se přiřadí podle (4.66) φ_{oi} , podle (4.65) $k_{\varphi_{oi}}$ a podle (4.67) k_{fi} , které budou v uvažovaném intervalu rovněž konstantní.

Potřebné integrály se vypočítají obdobně jako v kapitole 4.2. Tedy

$$\int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} dx = \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} \int_{(i-1)z}^{iz} dx \quad (4.97)$$

a po integraci je pak

$$\int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} dx = z \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}}. \quad (4.98)$$

Dále

$$\int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} x dx = \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} \int_{(i-1)z}^{iz} x dx \quad (4.99)$$

je po integraci

$$\int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} x dx = z^2 \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} (i-0,5). \quad (4.100)$$

Konečně

$$\int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} k_{fx} dx = \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} k_{fi} \int_{(i-1)z}^{iz} dx \quad (4.100)$$

bude po integraci

$$\int_0^{k_s} k_{\varphi_{ox}} k_{fx} dx = z \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} k_{fi}. \quad (4.102)$$

Potom po dosazení do vztahu (4.83) je

$$\frac{c}{b} = z \frac{\sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} (i-0,5)}{\sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}}}. \quad (4.103)$$

Úpravou vztahu (4.88) se získá

$$m_{\varphi_{oc}} = z \left(1 - 2 \frac{c}{b}\right) \sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} \quad (4.104)$$

a z (4.92) je

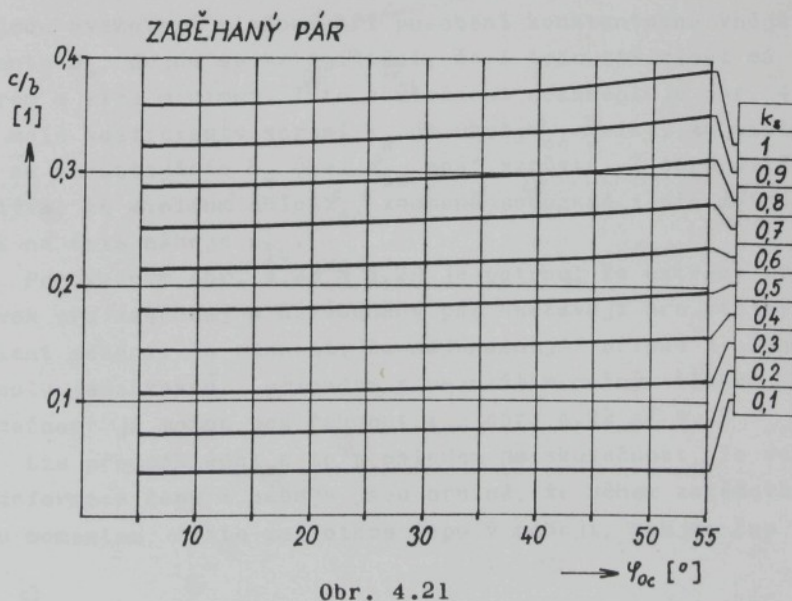
$$k_M = z \frac{\sum_{i=1}^n k_{\varphi_{oi}} k_{fi}}{m_{\varphi_{oc}}}. \quad (4.105)$$

Rovněž i zde přichází v úvahu volba počtu dělení bezrozměrné délky k_s . Tak jako v předchozím případě byl po obdobném rozboru výpočet proveden pro $n = 40$.

4.7 Výsledek výpočtu případu zatížení čepu ohybovým momentem

Pro tento případ byly vypočítány charakteristické hodnoty c/b , $m_{\varphi_{oc}}$ a k_M , které jsou dány vztahy (4.103) až (4.105).

Což se týká poměru c/b , z porovnání vypočtených hodnot vyplývá, že je pro dvojice z různých materiálů prakticky shodný, tedy že nezávisí na materiálové kombinaci. Poměr c/b v závislosti na úhlu φ_{oc} a na koeficientu sezení k_s je vyneseno v obr. 4.20 pro nezaběhaný pár a v obr. 4.21 pro pár zaběhaný. Průběh závislosti poměru c/b na úhlu φ_{oc} není výrazný a lze proto s určitou nepřesností položit $c/b = f(\varphi_{oc}) = \text{konst.}$



Únosnost uložení, tj. velikost vnějšího momentu M_v , jímž je možno čep zatížit, je mimo geometrických charakteristik dána koeficientem $m_{\varphi_{oc}}$. Ten je stanoven pro různé volby φ_{oc} z (4.88) a je pro uvažované materiálové kombinace s rozlišením zda jde o zaběhaný či nezaběhaný pár vynesena v obr. 4.22 až 4.27. Při praktické aplikaci na konkrétní uložení je hodnota $m_{\varphi_{oc}}$ dána vztahem (4.86) nebo (4.87), z uvedených diagramů se k ní vyhledá příslušný úhel na čele náboje φ_{oc} a k němu pak z obr. 4.13 koeficient d_{lc} , s jehož pomocí se ze vztahu (4.62) vypočítá maximální tlak na čele náboje p_{lc} .

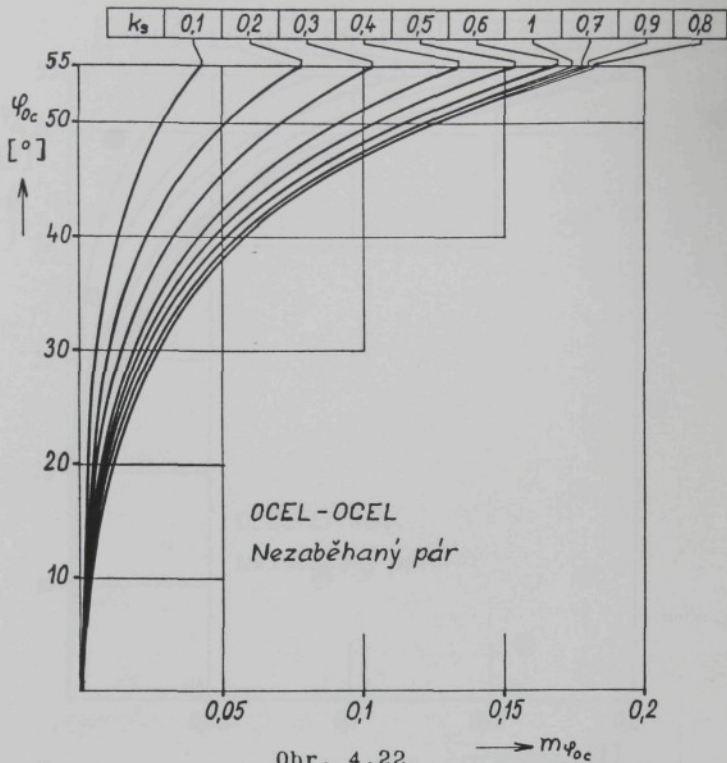
Otázkou však zůstává, jaký koeficient sezení k_s použít při hledání v obr. 4.22 až 4.27. Únosnost jednotlivých materiálových kombinací v zaběhaném či nezaběhaném stavu v závislosti na koeficientu sezení udává v souhrnu obr. 4.28 a to pro úhel $\varphi_{oc} = 50^\circ$. Pro jiné úhly φ_{oc} mají křivky obdobný průběh. Měřítkem únosnosti je zde hodnota $m_{\varphi_{oc}}$, která má k přenášenému vnějšímu momentu M_v přímý vztah plynoucí z (4.86).

Z tohoto diagramu vyplývá, že existuje koeficient sezení k_s , při němž je moment přenášený uložení maximální, jde tedy o nejúnosnější nastavení. Obr. 4.28 zachycuje situaci, kdy vlivem působícího vnějšího momentu vznikne ve všech uvažovaných případech stav, při němž je úhel φ_{oc} stejný, tedy i tlak p_{lc} je stejný.

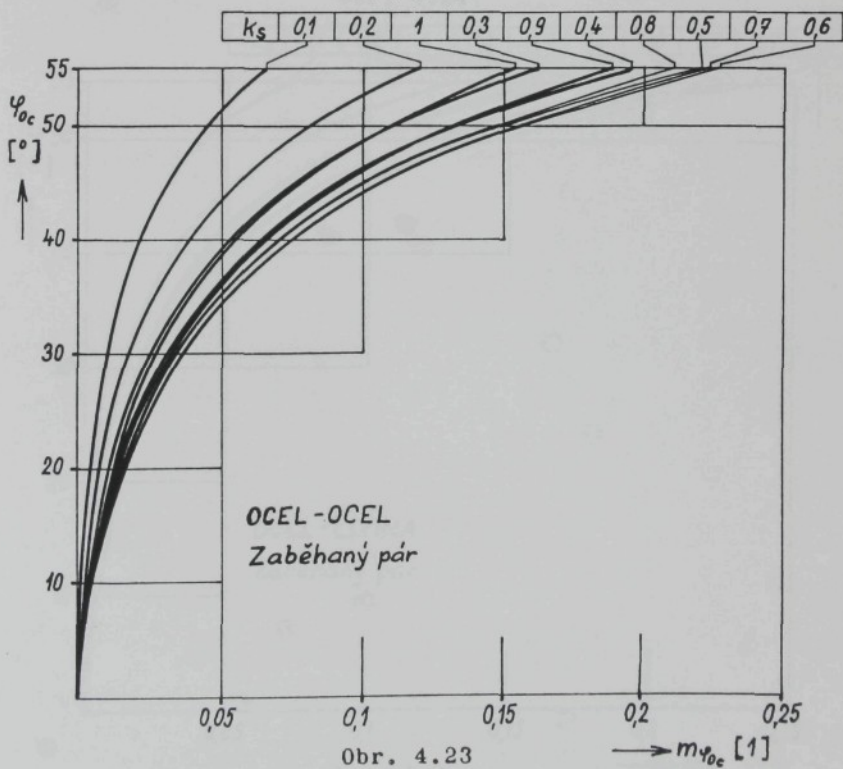
Naopak, bude-li se posuzovat jaký úhel na čele náboje φ_{oc} zaujmou uvažovaná uložení při působení konstantního vnějšího momentu M_v , dojde se ke zjištění, že i tato závislost má extrém a sice minimum. Tuto skutečnost dokumentuje obr. 4.29. Pro malé koeficienty sezení k_s je úhel φ_{oc} velký, za minimem pak se vzrůstajícím k_s úhel φ_{oc} opět vzrůstá. Z obr. 4.13 ale vyplývá, že minimum úhlu φ_{oc} znamená současně i minimální tlak na čele náboje p_{lc} .

Porovnáním obr. 4.28 a 4.29 je patrné, že extrémy trojic křivek pro zaběhaný a nezaběhaný pár nastávají pro stejný koeficient sezení. To znamená, že nejúnosnější případ z hlediska momentu je zároveň i případem s nejnižším možným tlakem. Tuto skutečnost je možno postřehnout i z obr. 4.22 až 4.27.

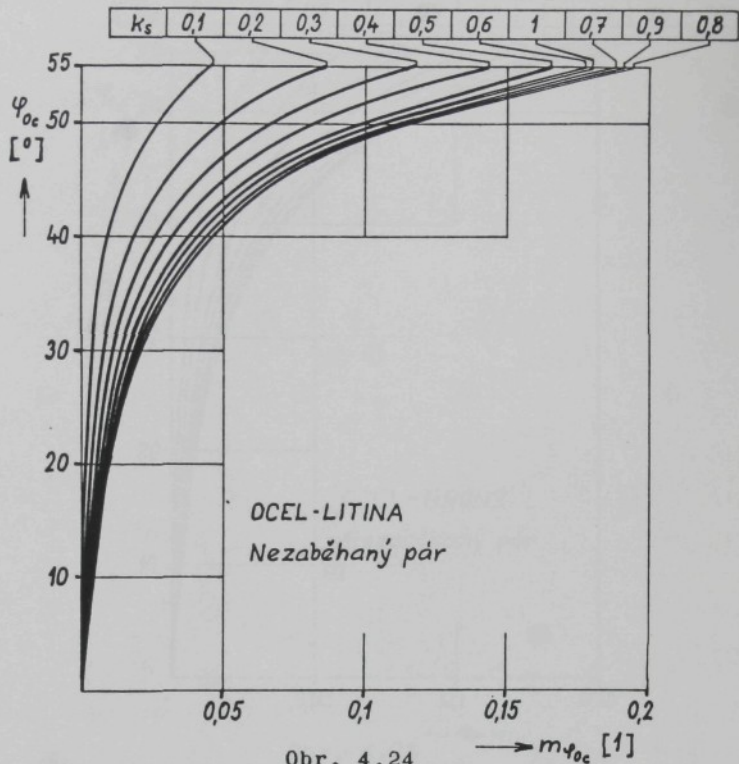
Lze předpokládat a to s ohledem na skutečnost, že veškeré deformace čepu i náboje jsou pružné, že během zatěžování čepu momentem, často za rotace čepu v náboji, zaujme čep



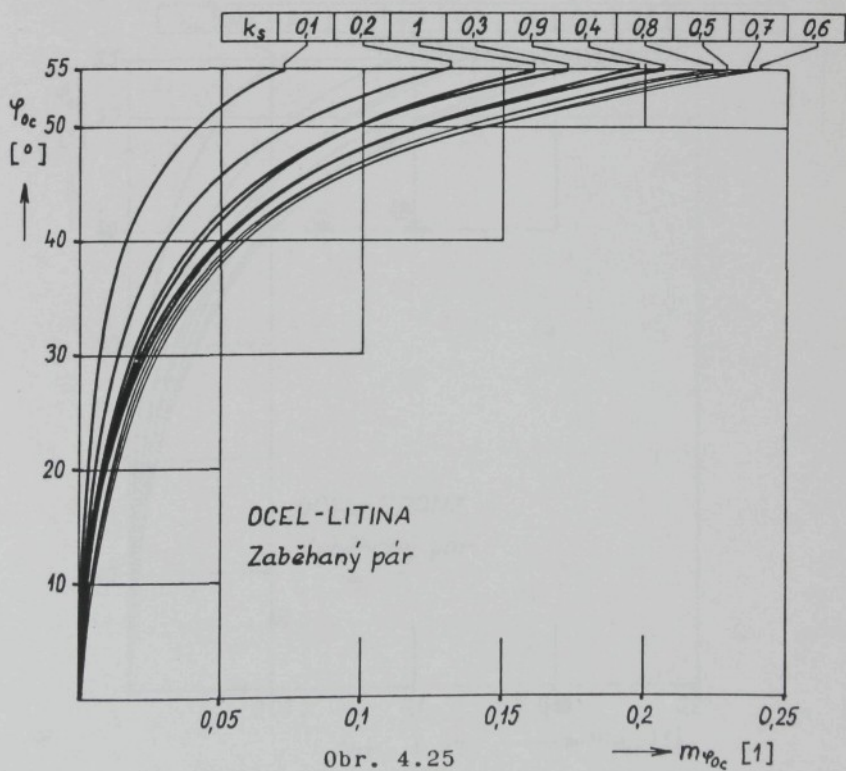
Obr. 4.22



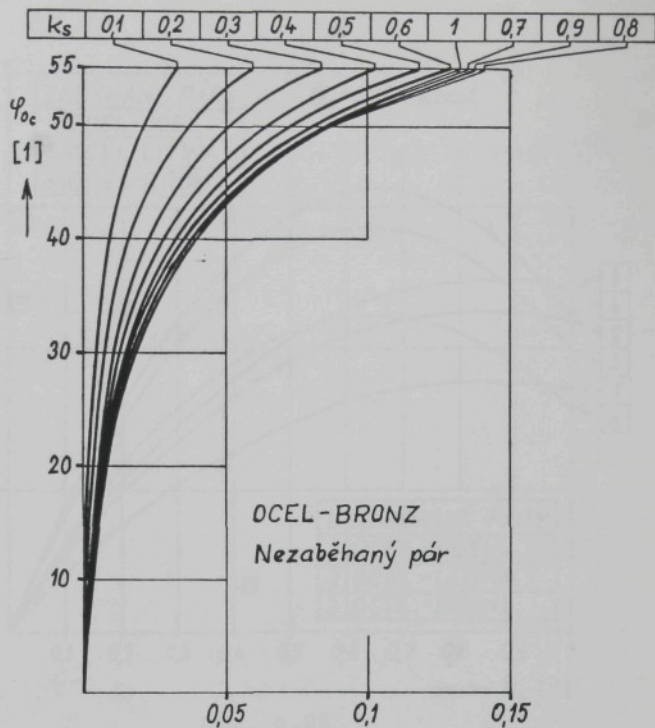
Obr. 4.23



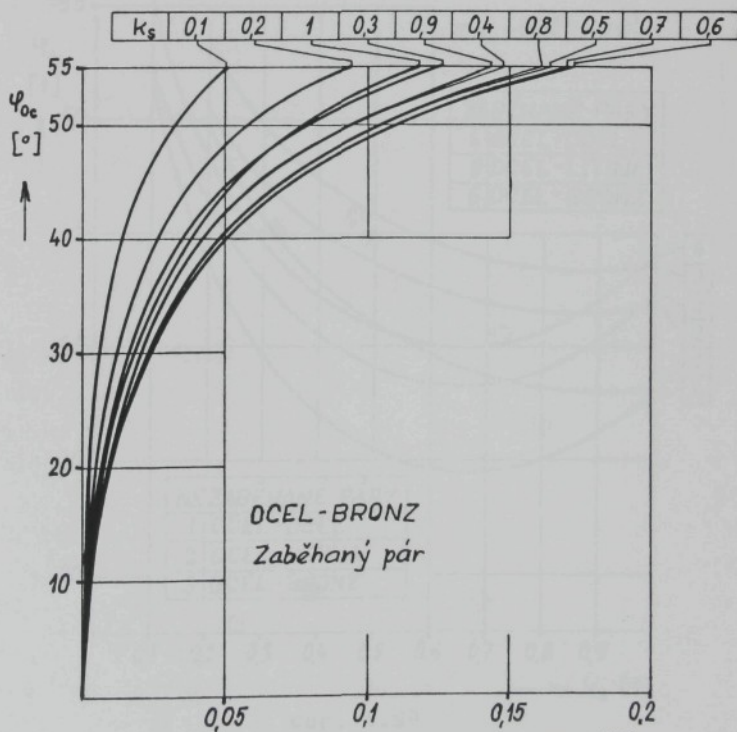
Obr. 4.24



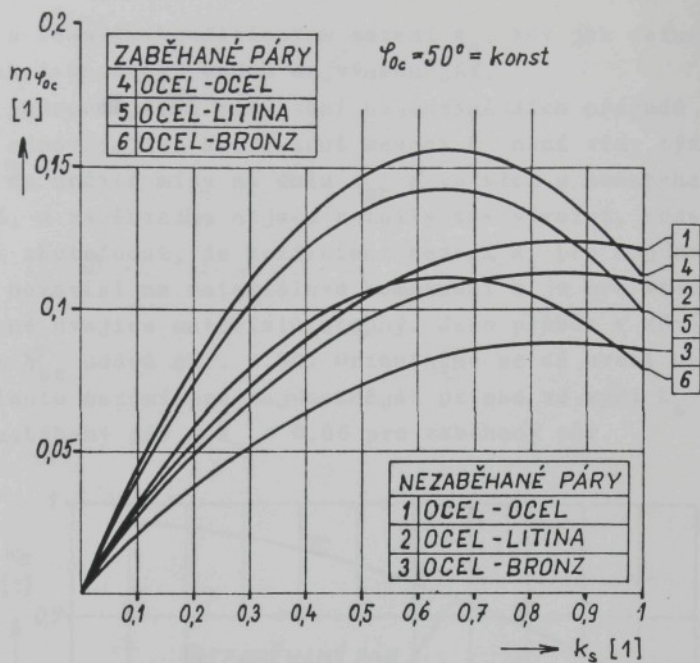
Obr. 4.25



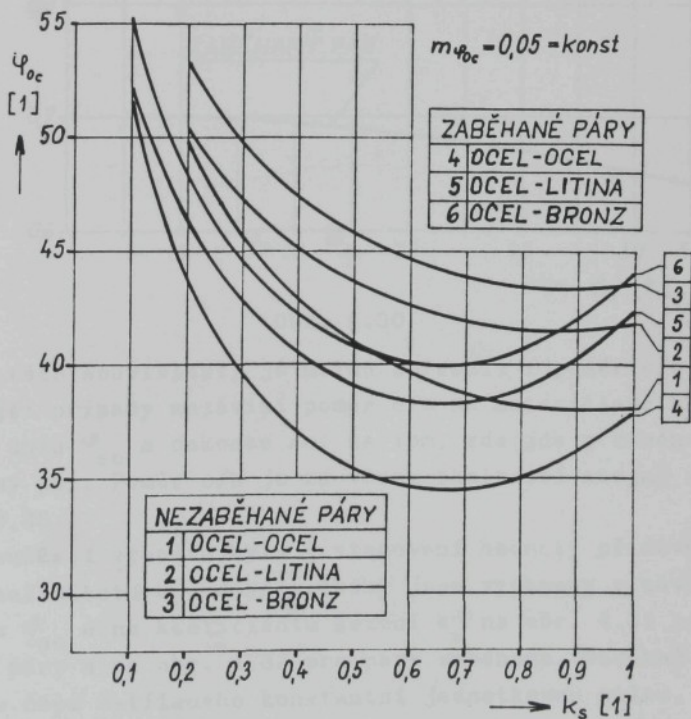
Obr. 4.26 $\rightarrow m\varphi_{0c}$



Obr. 4.27 $\rightarrow m\varphi_{0c}$ [1]



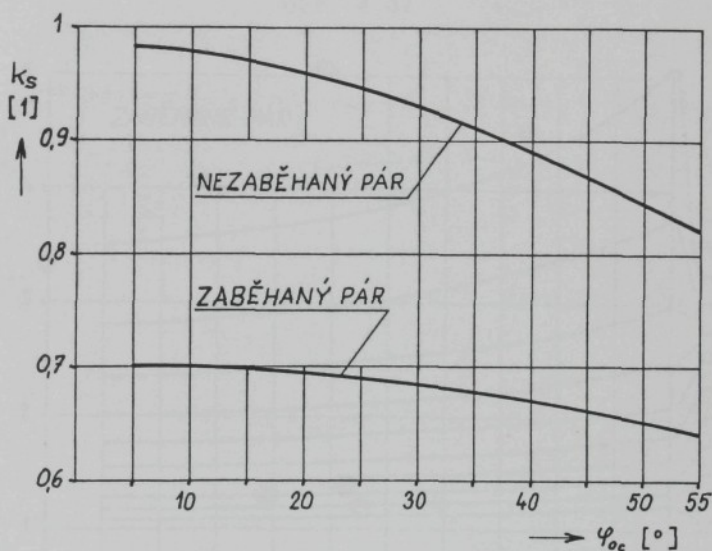
Obr. 4.28



Obr. 4.29

polohu s takovým koeficientem sezení k_s , kdy jak deformace, tak tlak i únosnost budou nejvýhodnější.

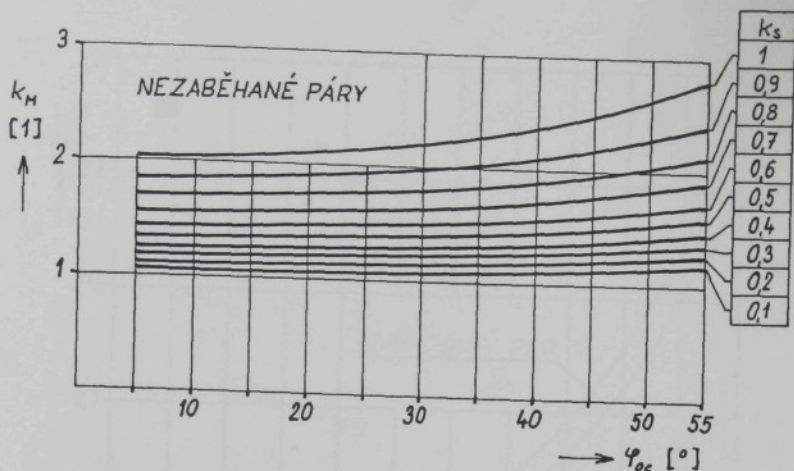
Z podrobnějšího sledování nejúnosnějších případů vyplývá, že odpovídající koeficient sezení k_s není vždy týž, ale závisí do určité míry na úhlu φ_{oc} a to více u nezaběhaného uložení, u zaběhaného nejsou rozdíly tak výrazné. Podstatná je však skutečnost, že koeficient sezení k_s pro nejúnosnější případ nezávisí na materiálové kombinaci a je pro všechny uvažované dvojice materiálů stejný. Jeho průběh v závislosti na úhlu φ_{oc} udává obr. 4.30. Orientačně se dá uvést hodnota koeficientu sezení pro nejúnosnější případ ve výši $k_s = 0,88$ pro nezaběhaný pár a $k_s = 0,66$ pro zaběhaný pár.



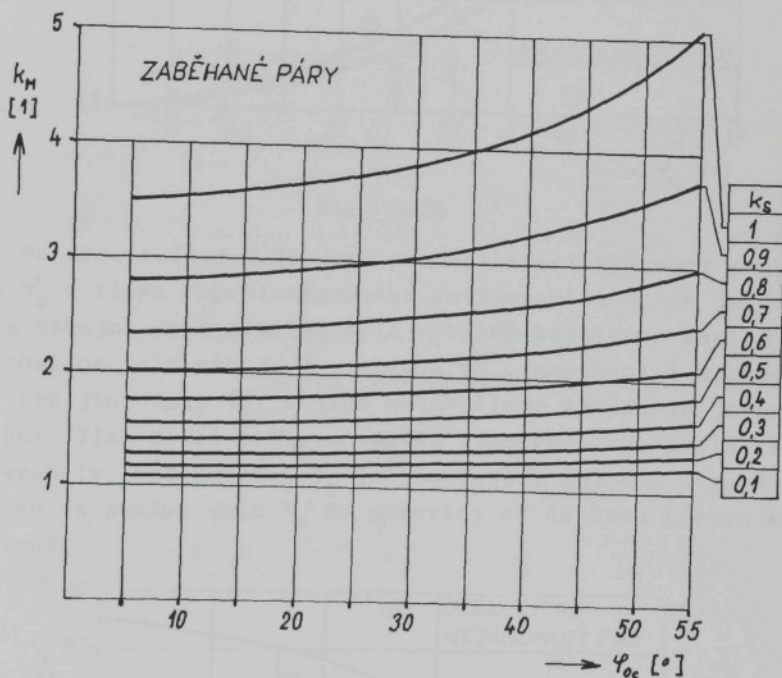
Obr. 4.30

V této souvislosti je možno upřesnit i poměr c/b . Pro nejúnosnější případy nezávisí poměr c/b na materiálové kombinaci, ani na úhlu φ_{oc} a dokonce ani na tom, zda jde o zaběhaný či nezaběhaný pár. Poměr c/b je za všech okolností stejný a sice $c/b = 0,25$.

Součástí výpočtu bylo i stanovení hodnoty přídavného třecího koeficientu k_M . Jeho průběhy jsou vyneseny v závislosti na úhlu φ_{oc} a na koeficientu sezení k_s na obr. 4.31 pro nezaběhané páry a na obr. 4.32 pro páry zaběhané. Obdobně jako u případu čepu zatíženého konstantní jednotkovou silou, i zde nezávisí přídavný třecí koeficient k_M na materiálové kombinaci.

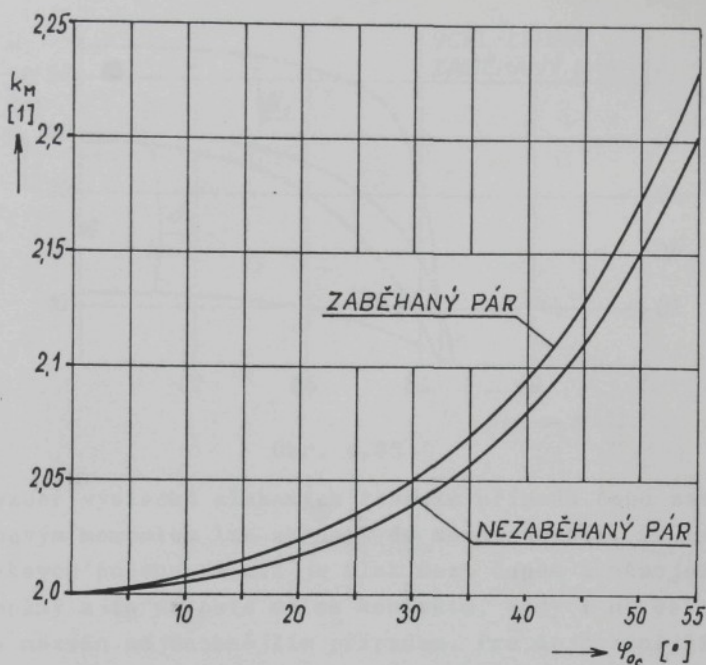


Obr. 4.31



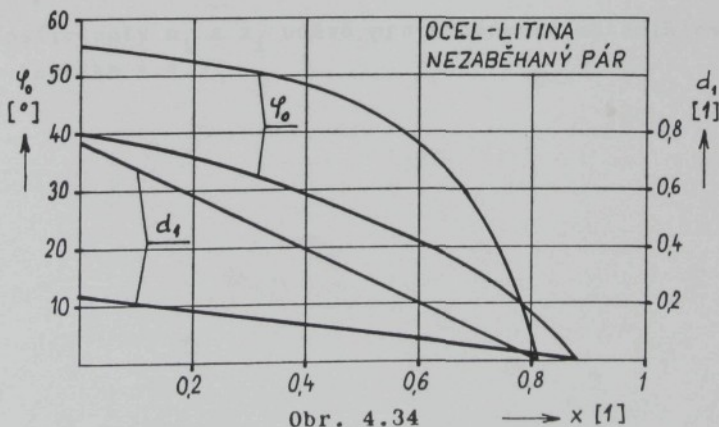
Obr. 4.32

Pokud bude pozornost soustředěna pouze na nejúnosnější případy, lze vynést závislost k_M na φ_{oc} , kterou udává obr. 4.33. Nepodstatný rozdíl je mezi nezaběhaným a zaběhaným párem. Porovnáním s obr. 4.15 je možno konstatovat, že koeficient k_M je zhruba dvojnásobkem koeficientu k_F .

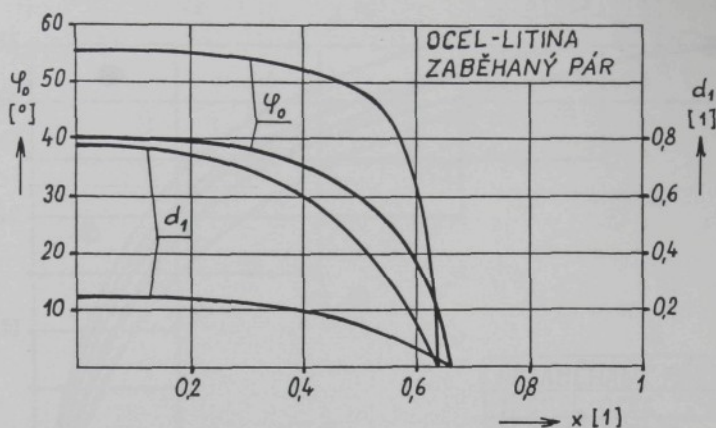


Obr. 4.33

Na obr. 4.34 a 4.35 jsou pro orientaci vyneseny průběhy úhlu φ_o a tlaku reprezentovaného koeficientem d_1 po jednotkové délce náboje. Jako příklad byla vybrána kombinace ocel - litina, úhel na čele náboje $\varphi_{oc} = 40$ a 55° , zaběhaný i nezaběhaný pár. Pro jiné úhly φ_{oc} a jiné materiálové kombinace je průběh obdobný. Tlak klesá podle předpisu lineárně nebo podle kubické paraboly, pokles úhlu φ_o je pomalejší, zejména u zaběhaného páru je pokles úhlu φ_o do poloviny až do dvou třetin sezení nepatrný.



Obr. 4.34



Obr. 4.35

Rozbor výsledků získaných řešením případu čepu zatíženého ohybovým momentem lze shrnout do konstatování, že čep zaujme takovou polohu, v níž je tlak mezi čepem a nábojem nejmenší možný a to po celé délce kontaktu, tedy i na čele. Tento stav je nazván nejúnosnějším případem. Pro nejúnosnější případy se dají obr. 4.22 až 4.27 shrnout do jednoho a sice do obr. 4.36, který postihuje všechny uvažované materiálové kombinace s rozlišením zaběhaného nebo nezaběhaného páru.

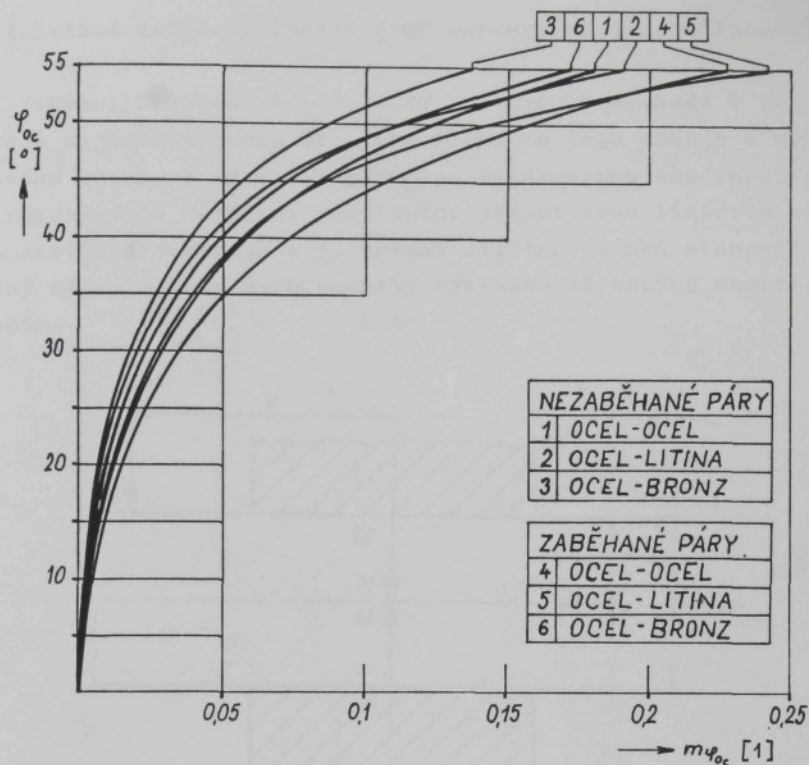
V případě potřeby práce s matematickým popisem křivek z obr. 4.36 se dají použít rovnice ve formě polynomů, které byly získány regresní metodou; pro nezaběhaný pár má rovnice tvar

$$m_{\varphi_{oc}} = n_1 \varphi_{oc} + n_2 \varphi_{oc}^2 + n_3 \varphi_{oc}^3 + n_4 \varphi_{oc}^4 + n_5 \varphi_{oc}^5 \quad (4.106)$$

a pro zaběhaný pár

$$m_{\varphi_{oc}} = z_1 \varphi_{oc} + z_2 \varphi_{oc}^2 + z_3 \varphi_{oc}^3 + z_4 \varphi_{oc}^4 + z_5 \varphi_{oc}^5 \quad (4.107)$$

Koeficienty n_i a z_i udává pro uvažované materiálové kombinace tabulka 4.4.



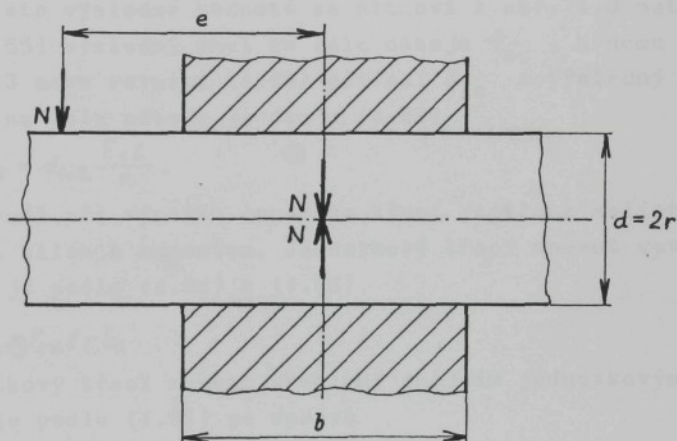
Obr. 4.36

TABULKA 4.4

	ocel-ocel	ocel-litina	ocel-bronz
n_1	$8,843856 \cdot 10^{-5}$	$4,398042 \cdot 10^{-4}$	$1,834697 \cdot 10^{-4}$
n_2	$-1,684100 \cdot 10^{-6}$	$-8,812549 \cdot 10^{-5}$	$-3,149785 \cdot 10^{-5}$
n_3	$2,124625 \cdot 10^{-6}$	$7,927351 \cdot 10^{-6}$	$3,643745 \cdot 10^{-6}$
n_4	$-6,258621 \cdot 10^{-8}$	$-2,285236 \cdot 10^{-7}$	$-1,053383 \cdot 10^{-7}$
n_5	$7,969602 \cdot 10^{-10}$	$2,397729 \cdot 10^{-9}$	$1,153682 \cdot 10^{-9}$
z_1	$7,817080 \cdot 10^{-5}$	$5,728840 \cdot 10^{-4}$	$2,235860 \cdot 10^{-4}$
z_2	$8,167463 \cdot 10^{-6}$	$-1,124768 \cdot 10^{-4}$	$-3,554516 \cdot 10^{-5}$
z_3	$2,077753 \cdot 10^{-6}$	$1,000474 \cdot 10^{-5}$	$4,353354 \cdot 10^{-6}$
z_4	$-6,287115 \cdot 10^{-8}$	$-2,853224 \cdot 10^{-7}$	$-1,262523 \cdot 10^{-7}$
z_5	$8,462014 \cdot 10^{-10}$	$2,969885 \cdot 10^{-9}$	$1,387910 \cdot 10^{-9}$

4.8 Zatížení letmo uloženého čepu excentrickou normální silou

Situaci znázorňuje obr. 4.37. Konstruktéra bude v tomto případě zajímat zejména velikost tlaku na čele náboje a moment čepového tření. S využitím principu superpozice lze tento případ rozdělit na zatížení konstantní jednotkovou liniovou silou a na zatížení momentem a po určení dílčích účinků stanovit výsledný stav. K tomu bude použito výsledků získaných numerickým řešením.



Obr. 4.37

Jednotková liniová síla působící po délce náboje je

$$F_{LN} = \frac{N}{b} \quad (4.108)$$

a jednotkový vnější moment stanovený ze síly F_{LN} je pak

$$M_j = F_{LN} e. \quad (4.109)$$

Podle (4.51) je

$$k_{\psi_{0N}} = \frac{F_{LN}}{E_1 \varepsilon} \quad (4.110)$$

a podle (4.87)

$$m_{\psi_{0c}} = \frac{M_j}{b E_1 \varepsilon}. \quad (4.111)$$

Maximální tlak bude zřejmě na čele náboje a bude vyvolán jednotkovou silou, v níž bude zastoupen účinek zatížení momentem i silou. K $m_{\psi_{0c}}$ ze vztahu (4.111) se vyhledá z obr. 4.36 nebo z rovnic (4.106) či (4.107) příslušný úhel φ_{0c} na čele

náboje, k němu se pak přiřadí z obr. 4.9 nebo rovnicí (4.65) koeficient $k_{\varphi_{oc}}$. Jednotková liniová síla na čele náboje vyvolaná působením jednotkového momentu M_j je v souladu s (4.51)

$$F_{LMc} = k_{\varphi_{oc}} E_1 \varepsilon. \quad (4.112)$$

Výsledná jednotková liniová síla na čele náboje je

$$F_{L\Sigma} = F_{LN} + F_{LMc} \quad (4.113)$$

a k ní se určí s využitím již známých hodnot

$$k_{\varphi_{0\Sigma}} = k_{\varphi_{0N}} + k_{\varphi_{oc}}. \quad (4.114)$$

K této výsledné hodnotě se stanoví z obr. 4.9 nebo z rovnice (4.65) výsledný úhel na čele náboje φ_{oc} , k němu se z obr. 4.13 nebo rovnicí (4.66) přiřadí d_{lc} a výsledný maximální tlak na čele náboje je dán z (4.62)

$$p_{lc\Sigma} = d_{lc\Sigma} \frac{E_1 \varepsilon}{r}. \quad (4.115)$$

Rovněž při výpočtu čepového tření je třeba sečíst účinky zatížení silou a momentem. Jednotkový třecí moment vyvolaný silou N je podle (4.54) a (4.55)

$$M_N = F_{LN} f r k_f \quad (4.116)$$

a jednotkový třecí moment vyvolaný vnějším jednotkovým momentem M_j je podle (4.91) po úpravě

$$M_M = F_{LN} e \frac{2r}{b} f k_M. \quad (4.117)$$

Výsledný jednotkový moment čepového tření po součtu (4.116) a (4.117) je

$$M_{\Sigma} = F_{LN} f r \left(k_f + \frac{2e}{b} k_M \right) \quad (4.118)$$

a výsledný celkový moment čepového tření má tvar

$$M_T = N f r \left(k_f + \frac{2e}{b} k_M \right). \quad (4.119)$$

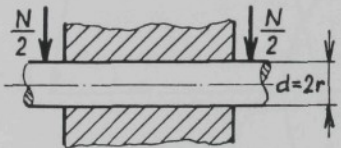
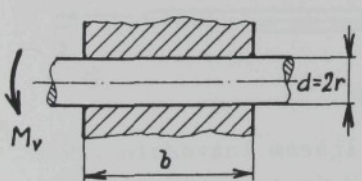
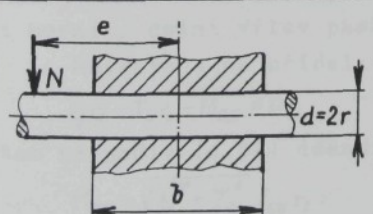
Do tohoto vztahu je třeba dosadit k_f a k_M s ohledem na velikost úhlu φ_{oc} . Tento teoretický tvar se dá po úvaze převést na praktičtější formu. Koeficient tření rovinných ploch f je v technické literatuře udáván ve značně širokých mezích, nezřídka se jeho hodnoty liší až o téměř 200 %. Oproti tomu zvýšení hodnoty čepového tření při přesném dosazení k_f činí maximálně 10 % a při přesném dosazení k_M činí nejvíce 20 %, v běžných případech je nárůst nižší.

Vzhledem k tomu, že nepřesnost ve volbě koeficientu tření rovinných ploch může být sama o sobě značně vysoká, je možno s určitou nepřesností položit $k_f = 1$ a $k_M = 2$ a to bez ohledu na to, zda jde o pár zaběhaný nebo nezaběhaný. Po tomto zjednodušení nabyde (4.119) podoby

$$M_T = Nfr \left(1 + \frac{4e}{b}\right). \quad (4.120)$$

Účelem této kapitoly nebyl rozbor deformací ani napjatosti čepu uloženého v díře s malou vůlí, i když získaný průběh tlaku v dotykové ploše by mohl být pro takový rozbor určitým východiskem. Cílem bylo zjistit odpory působící při rotaci čepu, tedy moment čepového tření při různých způsobech zatížení. Odvozené vztahy budou dále využity při řešení problematiky páskovačů. Základní výsledky jsou z tohoto hlediska obsaženy ve vztazích (4.60), (4.93) a (4.120) a na obr. 4.15 a 4.33, souhrnně je uvádí tabulka 4.5.

TABULKA 4.5

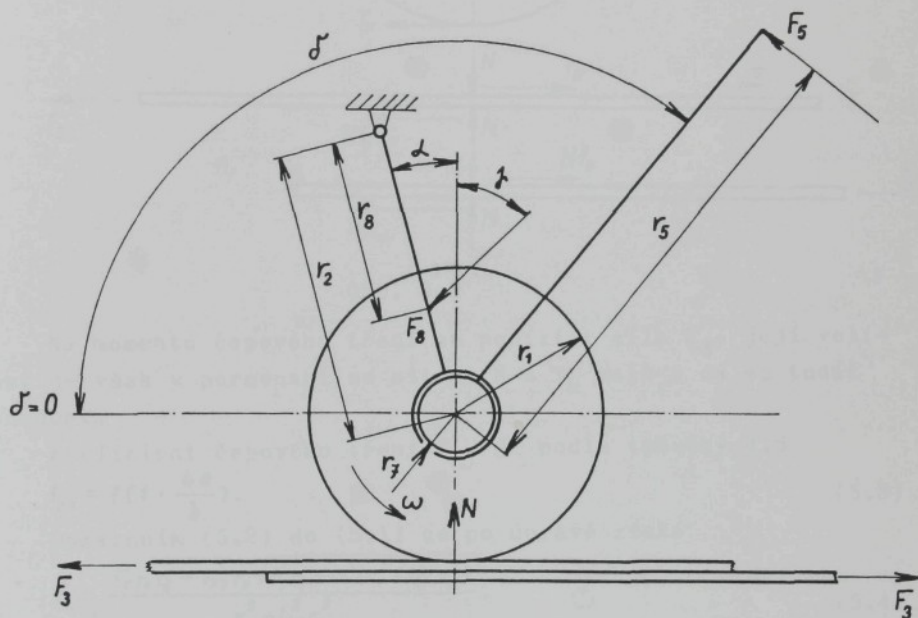
Způsob zatížení	Moment čepového tření	
	Přesně	Přibližně
	$M_T = Nfrk_f$	$M_T = Nfr$
	$M_T = M_v \frac{2r}{b} fk_M$	$M_T = 4 M_v \frac{r}{b} f$
	$M_T = Nfr \left(k_f + \frac{2e}{b} k_M\right)$	$M_T = Nfr \left(1 + \frac{4e}{b}\right)$

5.0 ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO MECHANISMU TYPU A

Funkci napínacího mechanismu lze rozdělit do dvou fází, a to na fázi napínání a fázi držení. Při napínání je vyvolána v pásku síla, ať již působením síly na napínací páku nebo pneumatickým motorem. Tuto sílu je třeba v druhé fázi udržet bez poklesu a zároveň vytvořit spoj obou větví pásku.

5.1 Fáze napínání

Použitá označení vyplývají z obr. 5.1, působící síly jsou zachyceny v obr. 5.2.



Obr. 5.1

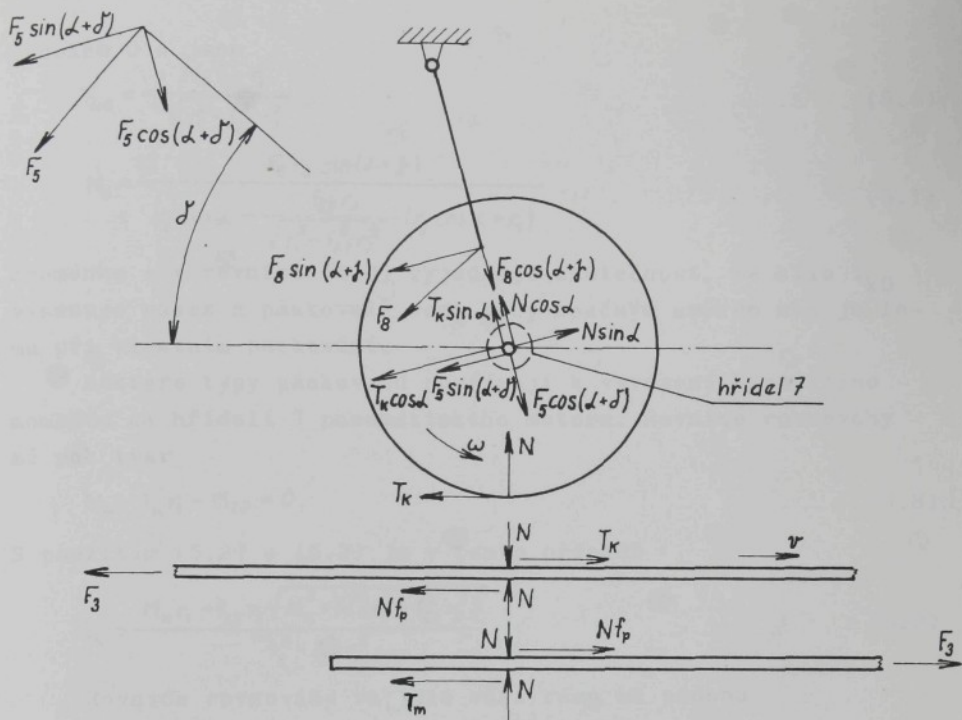
Při utahování musejí být v rovnováze veškeré členy napínacího mechanismu, tedy hřídel s napínacím kolečkem, vahadlo i horní a dolní větve pásku.

Rovnováha na hřídeli 7 z obr. 5.2 je

$$F_5 r_5 - T_k r_1 - M_{z7} = 0, \quad (5.1)$$

kam se podle (4.54) dosadí

$$M_{z7} = \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{z7} r_7. \quad (5.2)$$



Obr. 5.2

Na momentu čepového tření se podílí i síla F_5 , její velikost je však v porovnání se silami N a T_k malá a dá se tudíž zanedbat.

Koeficient čepového tření f_{c7} je podle tabulky 4.5

$$f_{c7} = f \left(1 + \frac{4e}{b} \right). \quad (5.3)$$

Dosazením (5.2) do (5.1) se po úpravě získá

$$T_k = \frac{F_5 r_1 r_2 - f_{c7} r_2 \sqrt{F_5 r_2^2 + N^2 (r_1^2 - f_{c7}^2 r_2^2)}}{r_1^2 - f_{c7}^2 r_2^2}. \quad (5.4)$$

Rovnice momentové rovnováhy vahadla vůči rámu vyplývá rovněž z obr. 5.2 v podobě

$$F_5 r_2 \sin(\alpha + \delta) + T_k r_2 \cos \alpha + F_8 r_8 \sin(\alpha + \delta) - N r_2 \sin \alpha - f_{c7} r_2 \sqrt{N^2 + T_k^2} = 0. \quad (5.5)$$

Vzájemným řešením rovnic (5.4) a (5.5) se získá dvojice sil N a T_k , která musí, pokud nemá dojít k prokluzu napínacího kolečka po pásku, ležet v oblasti stability z obr. 3.7.

Explicitně lze vyjádřit uvažované síly pouze pro případ, kdy je $F_5 = 0$, což odpovídá stavu po přistavení napínacího kolečka k pásku před začátkem utahování. Tyto síly budou označeny

indexem 0 a jsou

$$T_{k0} = - \frac{N_0 f_{\varepsilon 7} r_7}{\sqrt{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2}}, \quad (5.6)$$

$$N_0 = \frac{F_3 r_8 \sin(\alpha + \beta)}{r_2 \sin \alpha - \frac{f_{\varepsilon 7} r_7}{\sqrt{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2}} (r_2 \cos \alpha + r_1)}. \quad (5.7)$$

Znaménko - v rovnici (5.6) vyjadřuje skutečnost, že síla T_{k0} vysunuje pásek z páskovače ven, tedy opačným směrem než je tomu při vlastním páskování.

Některé typy páskovačů používají k vyvození krouticího momentu na hřídeli 7 pneumatického motoru. Rovnice rovnováhy má pak tvar

$$M_k - T_k r_1 - M_{\varepsilon 7} = 0. \quad (5.8)$$

S použitím (5.2) a (5.3) je v tomto případě

$$T_k = \frac{M_k r_1 - f_{\varepsilon 7} r_7 \sqrt{M_k^2 + N^2 (r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2)}}{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2}. \quad (5.9)$$

Rovnice rovnováhy vahadla vůči rámu má podobu

$$T_k r_2 \cos \alpha + F_3 r_8 \sin(\alpha + \beta) - N r_2 \sin \alpha - \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{\varepsilon 7} r_7 = 0. \quad (5.10)$$

Tato rovnice je obdobou vztahu (5.5). V případě, kdy $\alpha + \beta = \pi$, odpadá v (5.5) první člen a vztahy (5.5) a (5.10) jsou totožné.

Po přístavení kolečka k pásku před započítáním páskování je $M_k = 0$ a z rovnic (5.9) a (5.10) je možno určit T_{k0} a N_0 . Vztahy pro tyto síly jsou shodné s rovnicemi (5.6) a (5.7).

Z rovnováhy horní větve pásku lze stanovit sílu v pásku

$$F_3 = T_k - N f_p. \quad (5.11)$$

Aby nedošlo k pohybu dolní větve pásku, musí platit

$$T_m = F_3 + N f_p \quad (5.12)$$

nebo též po dosazení (5.11)

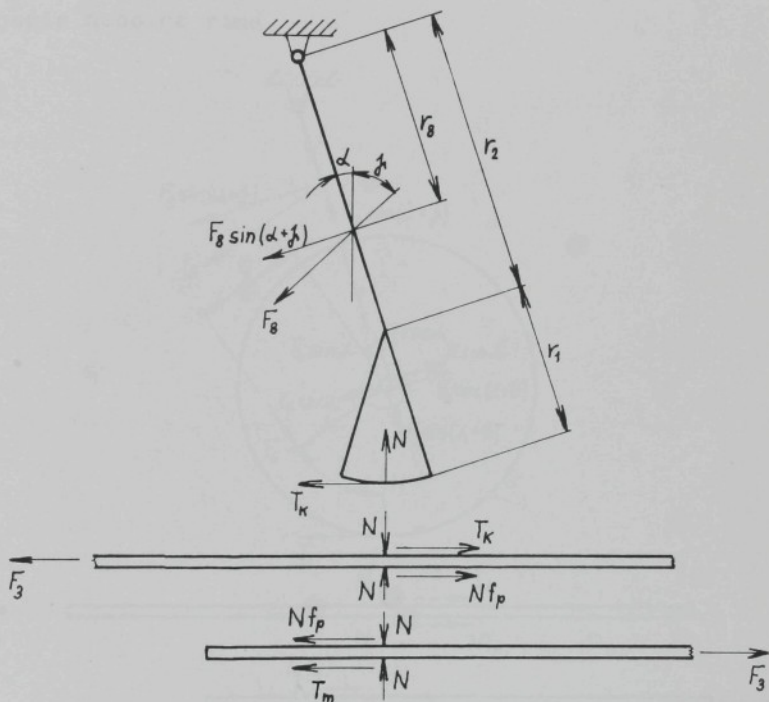
$$N f_m > T_k. \quad (5.13)$$

Pro posouzení funkce napínacího mechanismu je vhodné zavést účinnost ve formě

$$\eta = \frac{F_3 r_1}{F_5 r_5} \quad \text{resp.} \quad \eta = \frac{F_3 r_1}{M_k}. \quad (5.14)$$

5.2 Fáze držení

Vyvinutá síla v pásku nesmí během zpětného pohybu napínací páky nebo v průběhu uzavírání spoje poklesnout. Větve pásku se proti sobě nepohybují, hřídel 7 se vůči vahadlu neotáčí a lze ho proto spolu s vahadlem považovat za jeden celek. Náhradní mechanismus pro řešení rovnováhy je na obr. 5.3, přičemž je lhostejné, zda jde o páskovač s pohonem pákou nebo pneumatickým motorem.



Obr. 5.3

Rovnováha horní větve pásku je

$$F_3 = T_k + Nf_p \quad (5.15)$$

a rovnováha vahadla a hřídele 7 s napínacím kolečkem jako celku má tvar

$$F_8 r_8 \sin(\alpha + \beta) + T_k (r_2 \cos \alpha + r_1) - N r_2 \sin \alpha = 0. \quad (5.16)$$

Z těchto vztahů vyplývá

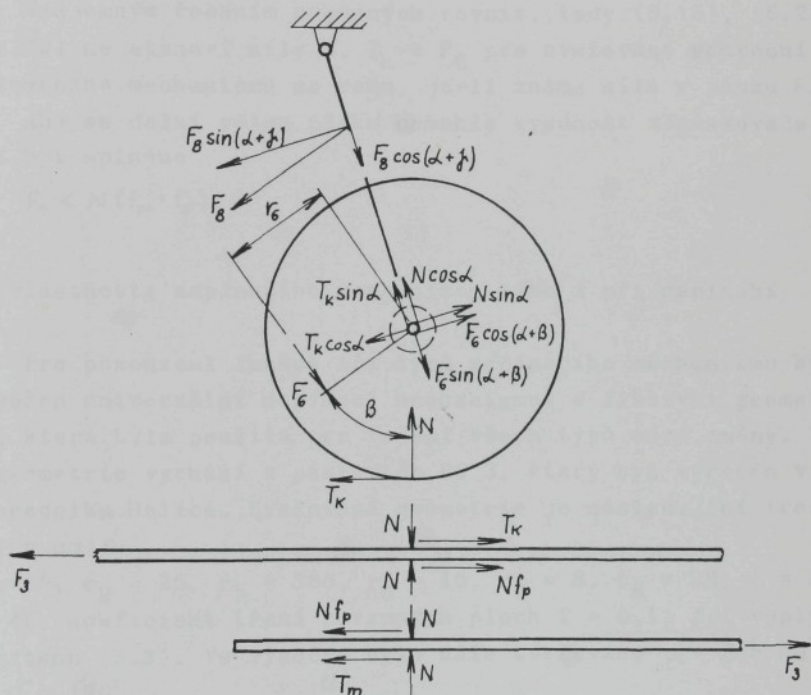
$$N = \frac{F_8 r_8 \sin(\alpha + \beta) + F_3 (r_2 \cos \alpha + r_1)}{r_2 \sin \alpha + f_p (r_2 \cos \alpha + r_1)}, \quad (5.17)$$

$$T_k = F_3 - N f_p. \quad (5.18)$$

Z předpokladu, že se hřídel 7 ve vahadle neotáčí, jak je uvažováno podle obr. 5.3, plyne podmínka

$$T_k r_1 < \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{z7} r_7. \quad (5.19)$$

Není-li podmínka (5.19) splněna, je třeba zařadit do napínacího mechanismu blokovací člen, který zabrání pootáčení hřídele 7 vůči vahadlu. Blokovací člen působí na hřídel 7 momentem síly F_6 , jak ukazuje obr. 5.4 a může být uchycen buď na vahadle nebo na rámu.



Obr. 5.4

Pokud je blokovací člen uchycen na vahadle, zůstává v platnosti schema náhradního mechanismu z obr. 5.3, síla F_6 je vnitřní silou v soustavě vahadlo - hřídel 7, na rovnováze (5.16) se nic nemění a rovněž vztahy (5.17) a (5.18) zůstávají v platnosti. Podmínka (5.19) pak přechází ve vyjádření momentové rovnováhy na hřídeli 7 ve tvaru

$$T_k r_1 - \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{z7} r_7 - F_6 r_6 = 0, \quad (5.20)$$

odkud

$$F_6 = \frac{1}{r_6} (T_k r_1 - \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{z7} r_7). \quad (5.21)$$

Takto získaná síla F_6 nezávisí na hodnotě úhlu β .

V případě, že je blokovací člen uchycen na rámu, přestává platit schema z obr. 5.3, síla F_6 má charakter vnější síly, obdobně jako síla F_8 . Z obr. 5.4 vyplývá, že zde zůstávají v platnosti vztahy (5.15) a (5.20) a k nim přistupuje rovnice momentové rovnováhy vahadla v podobě

$$T_k r_2 \cos \alpha + F_8 r_8 \sin(\alpha + \beta) - N r_2 \sin \alpha - F_6 r_2 \cos(\alpha + \beta) + \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{z7} r_7 = 0. \quad (5.22)$$

Vzájemným řešením uvedených rovnic, tedy (5.15), (5.20) a (5.22) se stanoví síly N , T_k a F_6 pro uvažované uchycení blokovacího mechanismu na rámu, je-li známa síla v pásku F_3 .

Aby se dolní větev pásku nemohla vysunout z páskovače, musí být splněno

$$F_3 < N(f_m + f_p). \quad (5.23)$$

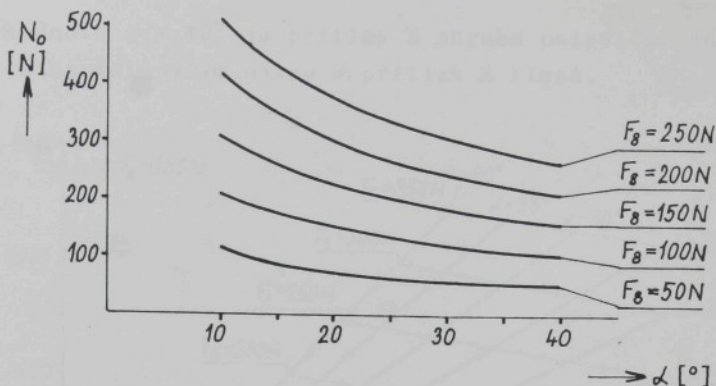
5.3 Vlastnosti napínacího mechanismu typu A při napínání

Pro posouzení funkce tří typů napínacího mechanismu byl vytvořen univerzální napínací mechanismus s fiktivní geometrií, která byla použita pro řešení všech typů beze změny. Tato geometrie vychází z páskovače BO 3, který byl vyráběn v Kovopodniku Holice. Uvažovaná geometrie je následující (rozměry v mm):

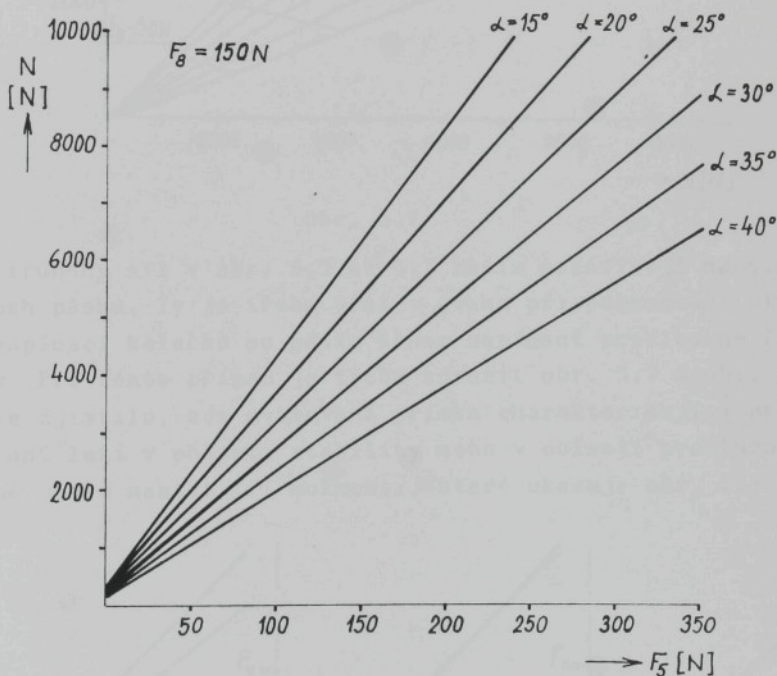
$r_1 = 15$, $r_2 = 25$, $r_5 = 380$, $r_6 = 15$, $r_7 = 8$, $r_8 = 25$, $e = 32$, $b = 46$, koeficient tření rovinných ploch $f = 0,1$, f_{z7} vyplývá ze vztahu (5.3). Ve výpočtu bylo dále uvažováno $\alpha + \beta = 90^\circ$ a $\alpha + \beta = 180^\circ$.

Po přistavení napínacího kolečka k pásku vyvolává síla pružiny F_8 počáteční přítlak N_0 , který závisí při dané geometrii na síle pružiny F_8 a na úhlu vahadla α . Průběh síly N_0 podle (5.7) udává obr. 5.5.

Jakmile začne na páce působit síla F_5 , začne se zároveň zvyšovat i přítlak N , při dané síle F_5 má na jeho velikost zásadní vliv úhel vahadla α . Závislost přítlaku N na síle F_5 je lineární, jak dokumentuje obr. 5.6.



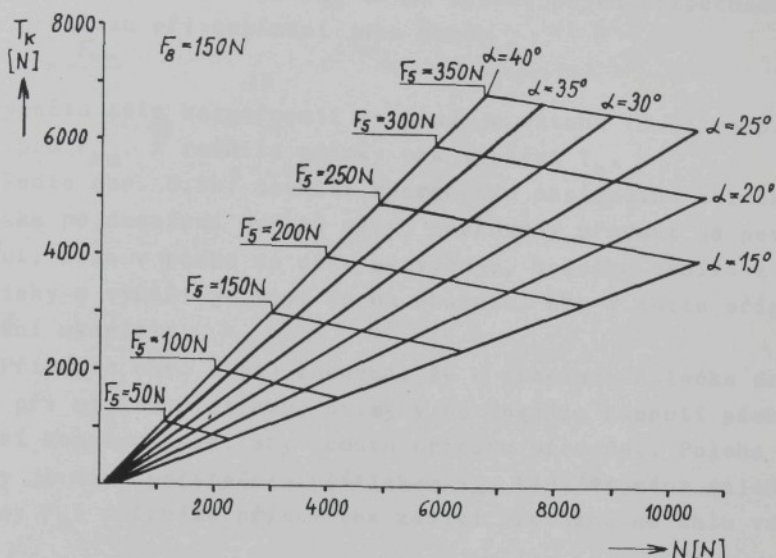
Obr. 5.5



Obr. 5.6

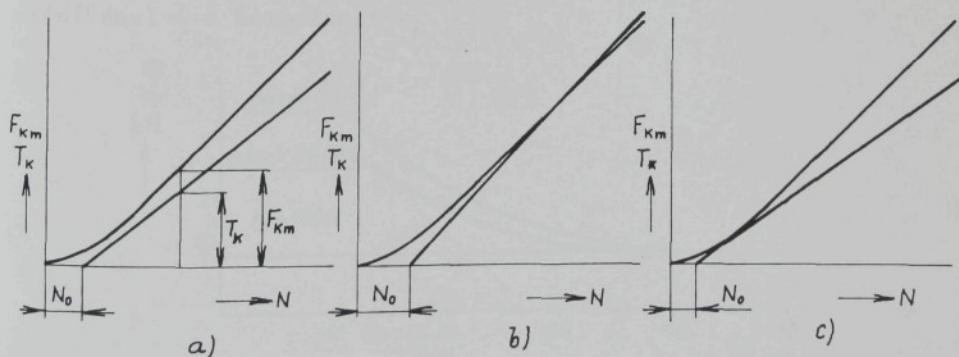
Přítlak N je doprovázen obvodovou silou na napínací kolečku T_k , jejíž průběh je v závislosti na přítlaku N zpracován v obr. 5.7 a je opět lineární. Na obr. 5.7 jsou rovněž vyznačeny síly na napínací páce F_5 , při nichž se uvažované dvojice sil N a T_k dosáhne. Zajímavá je skutečnost, že pro určitou sílu F_5 se dosahuje přibližně stejné velikosti T_k ,

ale pro hodnotu $\alpha = 40^\circ$ je přítlak N zhruba poloviční oproti $\alpha = 15^\circ$; s narůstajícím úhlem α přítlak N klesá.



Obr. 5.7

Průběhy sil v obr. 5.5 až 5.7 zatím nezávisí na vlastnostech pásu. Ty je třeba brát v úvahu při posuzování otázky zda napínací kolečko po pásu během napínání proklouzne či nikoliv. Pro tento případ je třeba sdužit obr. 5.7 s obr. 3.7, aby se zjistilo, zda uvažovaná přímka charakterizující průběh napínání leží v oblasti stability nebo v oblasti prokluzu. Obecně mohou nastat tři možnosti, které ukazuje obr. 5.8.



Obr. 5.8

Při situaci podle obr. 5.8a) leží celá přímka v oblasti stability, se zvyšující se silou F_5 narůstají i N a T_k , až se dosáhne meze pevnosti pásku. Dá se zavést pojem bezpečnost proti prokluzu při napínání jako poměr

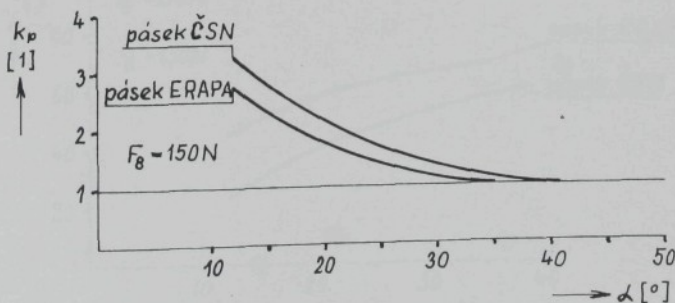
$$k_p = \frac{F_{km}}{T_k} \quad (5.24)$$

Při výpočtu této bezpečnosti se použije vztahů (3.5) resp. (3.6) pro F_{km} , z rovnice přímky pak vyplývá T_k .

Podle obr. 5.8b) dochází k prokluzu napínacího kolečka po pásku po dosažení určité síly, páskovaný předmět je pevně obepnut, síla v pásku se dále nezvyšuje, kolečko vydírá z pásku třísky a vynáší je ven. Je na obsluze, aby v tomto případě napínání ukončila.

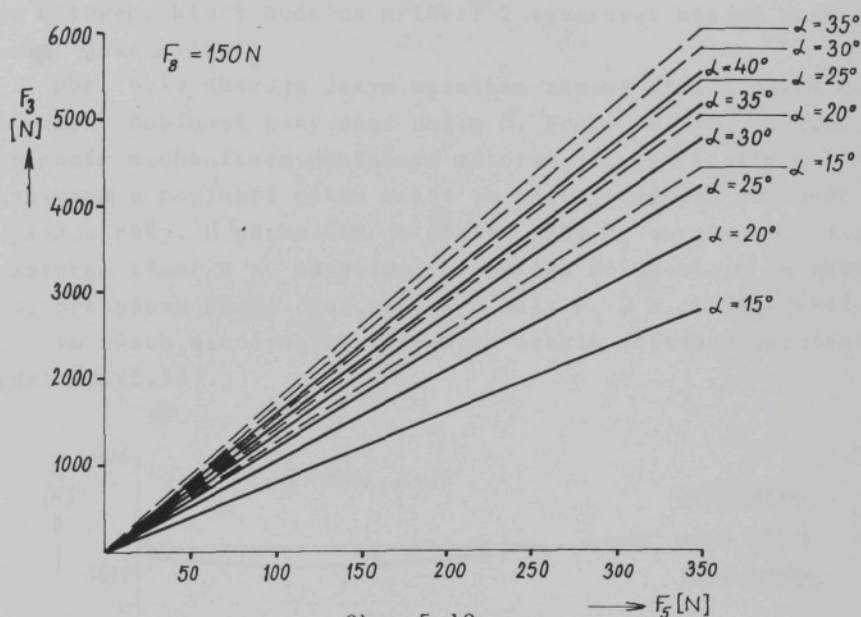
Případ z obr. 5.8c) znamená, že k prokluzu kolečka dochází při nízkém přitlaku, aniž by se dosáhlo napnutí pásku. Je věcí konstruktéra, aby tomuto případu předešel. Poloha přímky je dána počátečním přitlakem N_0 , tedy zejména silou pružiny F_8 ; směrnice přímky pak závisí převážně na úhlu vahadla α .

Bezpečnost proti prokluzu při napínání k_p podle (5.24) se během napínání mění v závislosti na konkrétní hodnotě přitlaku N , z níž je dána dvojice sil F_{km} a T_k . Směrodatná je minimální bezpečnost v celém průběhu napínání. Její hodnoty jsou vyneseny v závislosti na úhlu vahadla α v obr. 5.9. Při $k_p = 1$ dochází k prokluzu, většinou s charakterem podle obr. 5.8c) a to u pásku ČSN přibližně při $\alpha = 40^\circ$, u pásku ERAPA při úhlu $\alpha = 35^\circ$. Tyto hraniční úhly, jakož i bezpečnost k_p nepodstatně ovlivňuje síla pružiny F_8 ; čím je větší, tím větší je i hraniční úhel α a bezpečnost k_p .



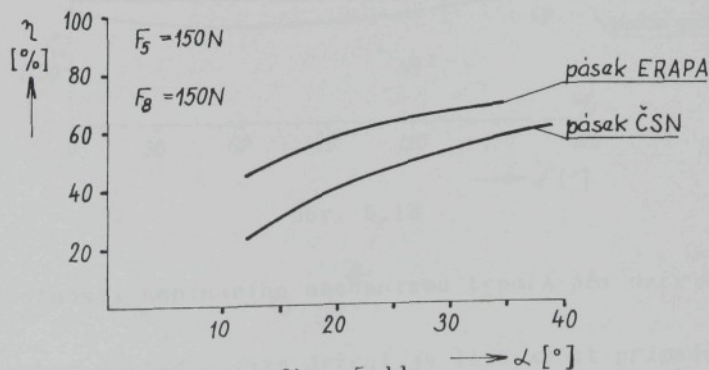
Obr. 5.9

Síla v pásku F_3 počítaná podle (5.11) je vynesena v obr. 5.10 jako teoretická hodnota, bez ohledu na to, zda je překročena mez pevnosti pásku. Plné čáry jsou pro pásek ČSN, čárkované pro pásek ERAPA. Síla F_3 závisí do určité míry na síle pružiny F_8 ; to se projevuje hlavně u nižších sil na páce, u vyšších sil pak její vliv klesá. Obecně platí, že s narůstající silou pružiny F_8 síla v pásku F_3 klesá; u uvažovaných sil pružiny (viz obr. 5.5) však není jejich vliv zásadní.



Obr. 5.10

Všechny výše uvedené vlivy shrnuje obr. 5.11, v němž je zachycena účinnost podle (5.14).



Obr. 5.11

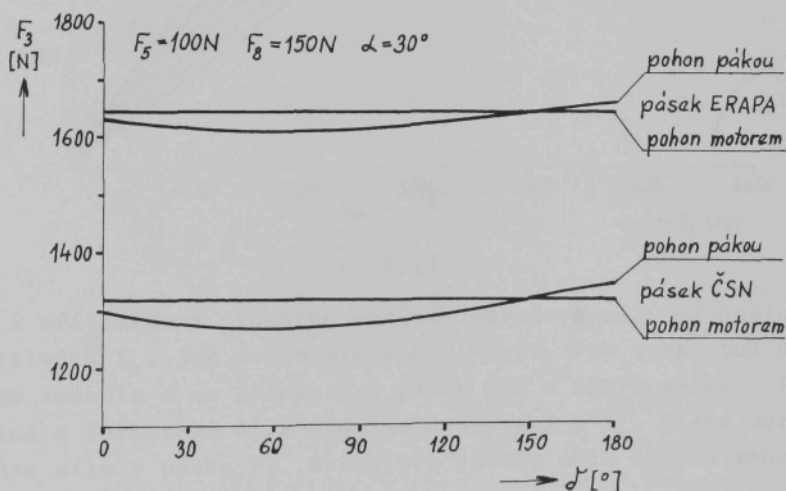
Z obr. 5.11 je patrná jednoznačná přednost v použití pás-ku ERAPA, který vykazuje vyšší účinnost oproti pásku ČSN mini-málně o 10 %.

Samotná účinnost pak klesá s narůstající silou pružiny F_8 , dále závisí na síle na napínací páce F_5 ; čím vyšší síla F_5 , tím vyšší účinnost. Oba vlivy však nejsou podstatné.

Vzhledem k tomu, že bylo uvažováno $\alpha + \sigma = \overline{\Pi}$, vztahují se uvedené výsledky i na napínací mechanismus poháněný pneumatic-kým motorem, který bude na hřídeli 7 vyvozovat stejný krouticí moment jako síla F_5 .

Obr. 5.12 ukazuje jakým způsobem závisí síla v pásku F_3 na poloze napínací páky dané úhlem σ . Proti síle F_3 vyvinuté napínacím mechanismem poháněným motorem je síla F_3 získaná me-CHANISMEM S NAPÍNACÍ PÁKOU NIŽŠÍ VE VŠECH REÁLNÝCH POLOHÁCH NAPÍNACÍ PÁKY. U pásku ČSN je pokles síly F_3 oproti mechanismu s motorem téměř 4 %, odpovídající pokles účinnosti η je okolo 2 %, pro pásek ERAPA činí pokles u síly F_3 2 %, u účinnosti 1 %.

Ve všech sledovaných případech nebylo shledáno porušení podmínky (5.13).

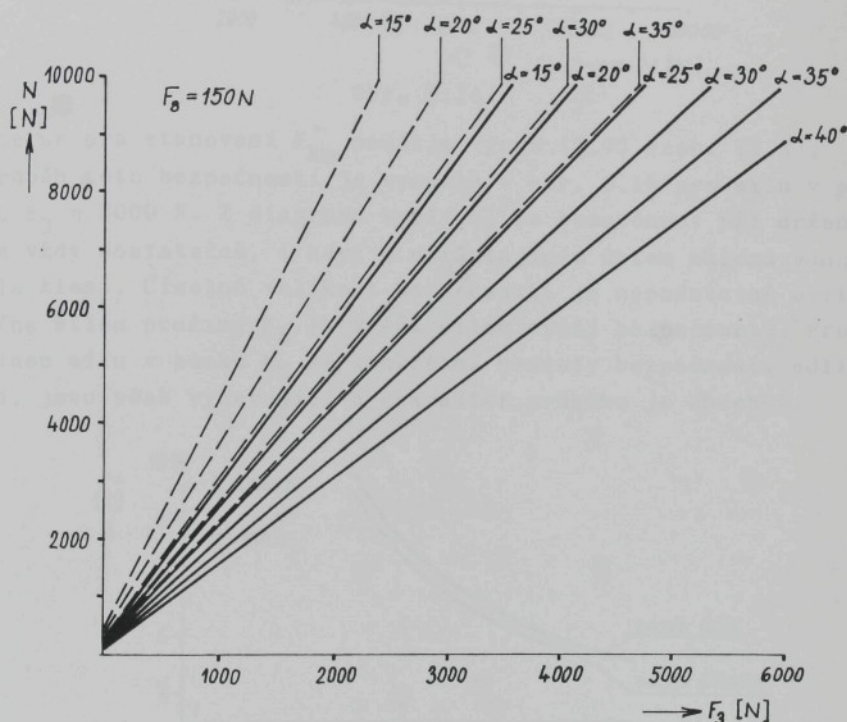


Obr. 5.12

5.4 Vlastnosti napínacího mechanismu typu A při držení

Rozbor výsledků fáze držení je lépe začít případem, kdy je blokovácí člen uchycen na vahadle. Přítlak N daný vzta-

hem (5.17) je přímo úměrný síle v pásku F_3 , jak ukazuje obr. 5.13. Plné přímky platí pro pásek ČSN, čárkované pro pásek ERAPA; k udržení pásku ERAPA je v porovnání s páskem ČSN potřebný vyšší přítlak. Porovnáním obr. 5.13 s obr. 5.6, který uvádí přítlaky při utahování, lze konstatovat, že přítlaky při utahování a držení dosahují zhruba stejných hodnot.

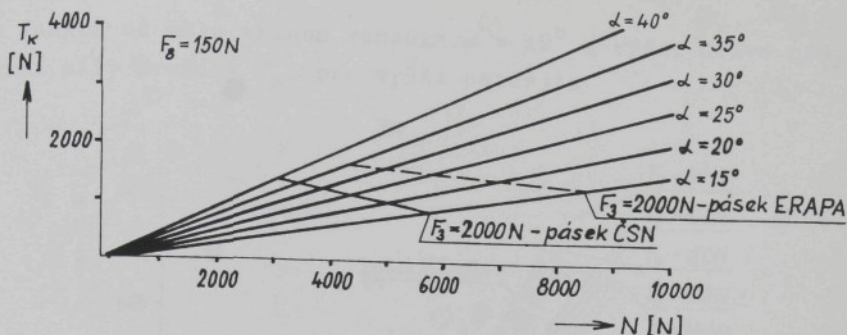


Obr. 5.13

S přítlakem N lineárně narůstá obvodová síla na napínacím kolečku T_k , jak dokumentuje obr. 5.14. Pro konkrétní úhel sklonu vahadla α se přímky pro pásek ČSN a ERAPA neliší, Příčná plná a čárkovaná čára spojuje dvojice N a T_k , které udrží stejnou sílu v pásku F_3 , avšak při různém úhlu sklonu vahadla α .

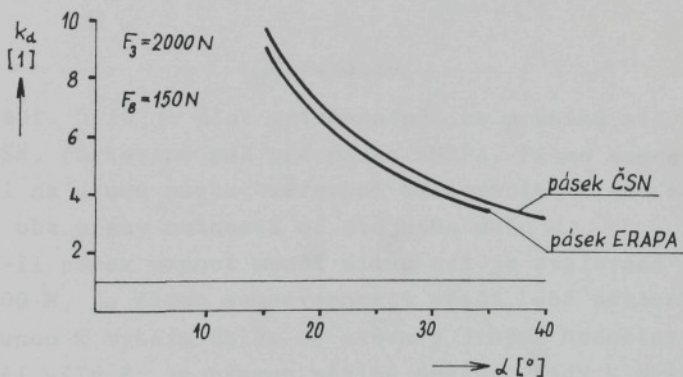
Obdobně jako při napínání, musí ležet bod daný dvojicí N a T_k v oblasti stability, tentokrát z obr. 3.5. Analogicky vztahu (5.24) lze zavést bezpečnost proti prokluzu při držení ve formě

$$k_d = \frac{F'_{km}}{T_k} \quad (5.25)$$



Obr. 5.14

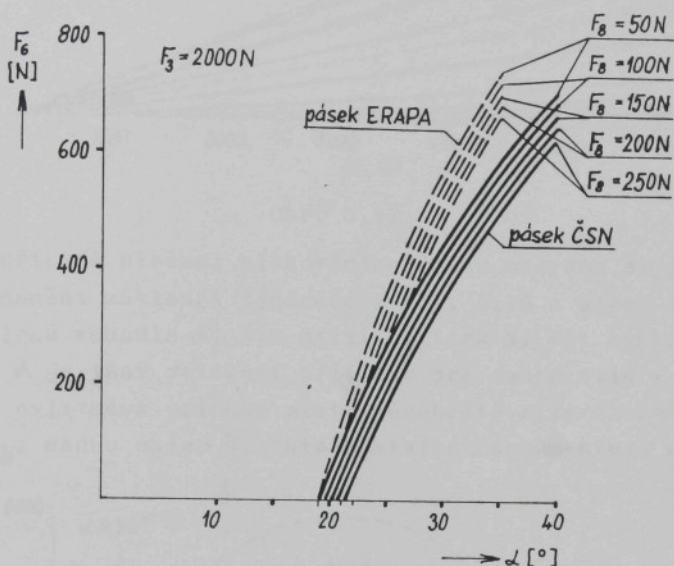
kde se pro stanovení F'_{km} použije výraz (3.7) resp. (3.8). Průběh této bezpečnosti je vynesena v obr. 5.15 pro sílu v pásku $F_3 = 2000\text{ N}$. Z diagramu vyplývá, že bezpečnost při držení je vždy dostatečná, i když s narůstajícím úhlem sklonu vahadla klesá. Číselná velikost bezpečnosti je nepodstatně ovlivněna silou pružiny F_8 (s vyšší silou vyšší bezpečnost). Pro jinou sílu v pásku F_3 se konkrétní hodnoty bezpečnosti odlišují, jsou však vyhovující a charakter průběhu je obdobný.



Obr. 5.15

Uvedené skutečnosti platí za předpokladu, že vahadlo a hřídel 7 tvoří jeden pevný celek. V případě nesplnění podmínky (5.19) zabránuje rotaci hřídele 7 vůči vahadlu blokovací člen uchycený na vahadle. Z průběžné kontroly uvedené podmínky při zvětšujícím se úhlu α vyplývá, že pro nižší úhly α je mechanismus typu A samosvorný. Tuto situaci znázorňuje obr. 5.16, na němž je vynesena velikost síly na blokovacím členu F_6 pro sílu v pásku $F_3 = 2000\text{ N}$. Blokovací člen vstupuje

do funkce od úhlu sklonu vahadla $\alpha = 19^\circ$ a výše, dříve pro nižší síly pružiny F_3 , pro vyšší později.



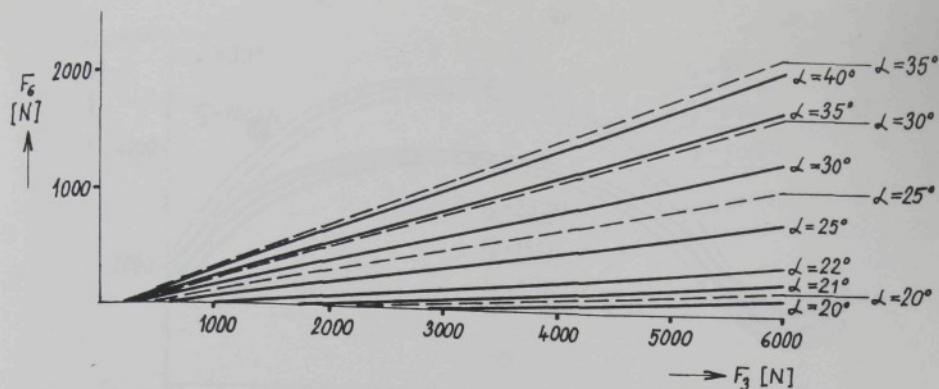
Obr. 5.16

V obr. 5.16 je plně vytažena pětice průběhů sil F_6 pro pásek ČSN, čárkovaně pak pro pásek ERAPA. Pásmo samosvornosti nezávisí na druhu pásku, zařazení blokovacího členu začíná být pro oba pásy nutností od stejného úhlu α .

Je-li pásek napnut menší silou než je uvažovaná síla $F_3 = 2000\text{ N}$, je pásmo samosvornosti větší, obě pětice průběhů se přesunou k vyšším úhlům α , ovšem s jinými hodnotami F_6 . Pro větší síly F_3 je přesun pětice opačný, tedy k nižším úhlům α . Přesuny pětic sil F_6 a současně i změny úhlu α jsou však malé, v rozsahu necelých 2° .

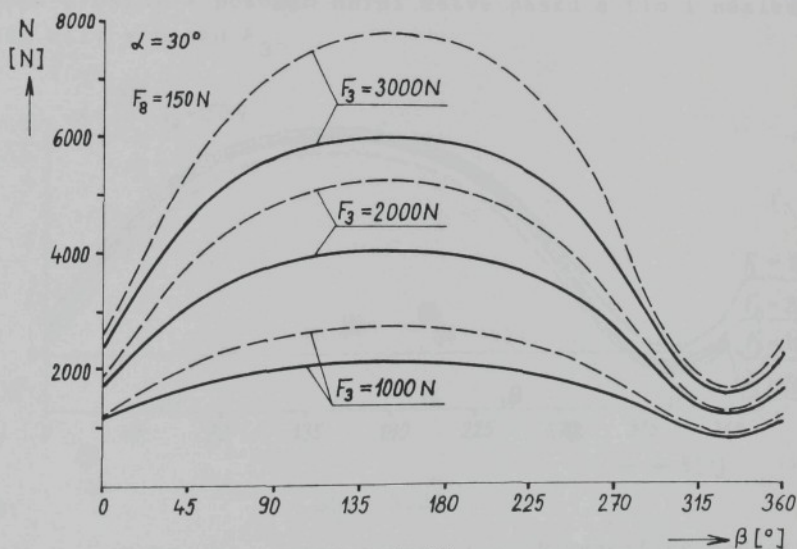
Na rozdíl od obr. 5.16, kde je síla F_6 vynesena v závislosti na úhlu α , je na obr. 5.17 vynesena pro $\alpha = \text{konst}$ v závislosti na působící síle v pásku F_3 . Průběh je opět lineární, pásek ČSN plně, ERAPA čárkovaně.

Uvedené poznatky platí při uvažovaném uspořádání mechanismu pro libovolné místo uložení blokovacího členu na vahadle, platí tedy pro jakoukoli hodnotu úhlu β z obr. 5.4.



Obr. 5.17

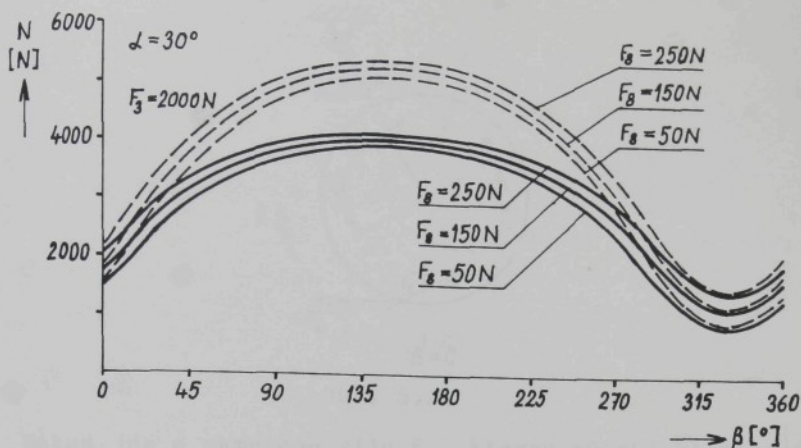
V případě uložení blokovacího členu na rámu se pro přítlak N nemění základní tendence z obr. 5.13 a sice: čím větší úhel sklonu vahadla α , tím nižší přítlak N . Při konkrétní volbě úhlu α je však velikost přítlaku pro danou sílu v pásku F_3 zásadně ovlivněna polohou místa působivosti síly blokovacího členu F_6 , danou úhlem β . Tuto závislost dokumentuje obr. 5.18.



Obr. 5.18

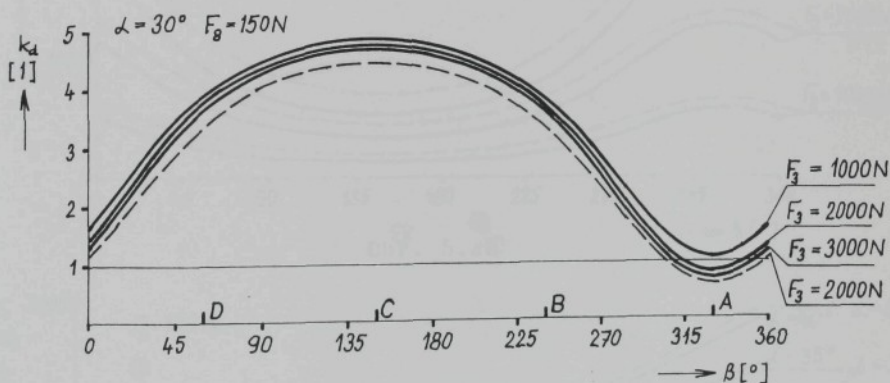
Z obr. 5.19 vyplývá, že přítlak N závisí malou měrou i na síle přítlačné pružiny F_8 .

Obdobně jako v předchozím případě je síla N doprovázena silou T_k ; pro tuto dvojici je možno stanovit bezpečnost proti prokluzu při držení podle (5.25). Ta je vynesena v obr. 5.20. Pro nižší síly v pásku F_3 je bezpečnost vyšší, se stoupající



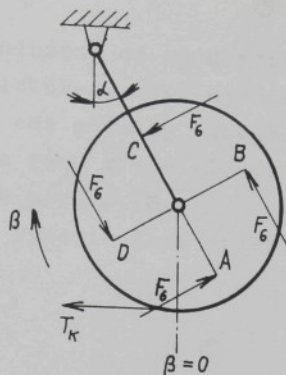
Obr. 5.19

silou F_3 klesá, pro pásek ERAPA je nižší než pro pásek ČSN, navíc se mění se silou pružiny F_8 . Nevhodnou volbou místa působí síly F_6 může bezpečnost proti prokluzu značně poklesnout, v případě podle obr. 5.20 může být dokonce menší než 1, což znamená prokluz s posunem horní větve pásku a tím i následný pokles síly v pásku F_3 .



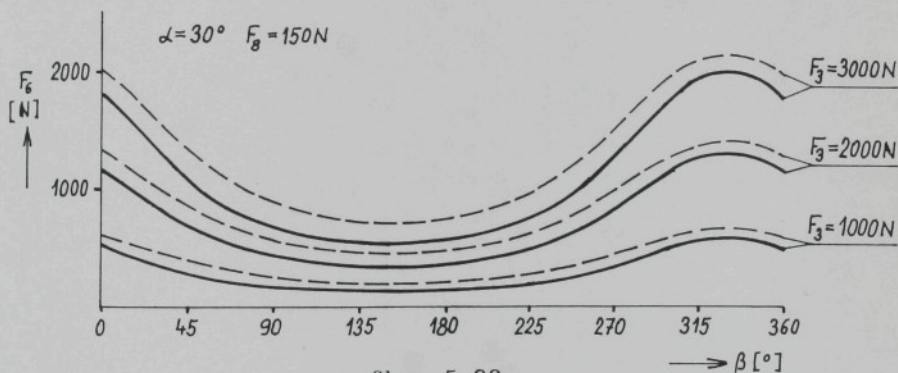
Obr. 5.20

V obr. 5.20 jsou dále písmeny A až D vyznačeny hodnoty úhlu β korespondující se stejnými písmeny v obr. 5.21. Nejvhodnější je umístění působí síly F_6 v místě C, které je dáno úhlem $\beta = 180^\circ - \alpha$, nejméně vhodné je místo A, pro nějž je $\beta = 360^\circ - \alpha$. Místa B a D jsou z hlediska umístění blokovacího členu rovnocenná.

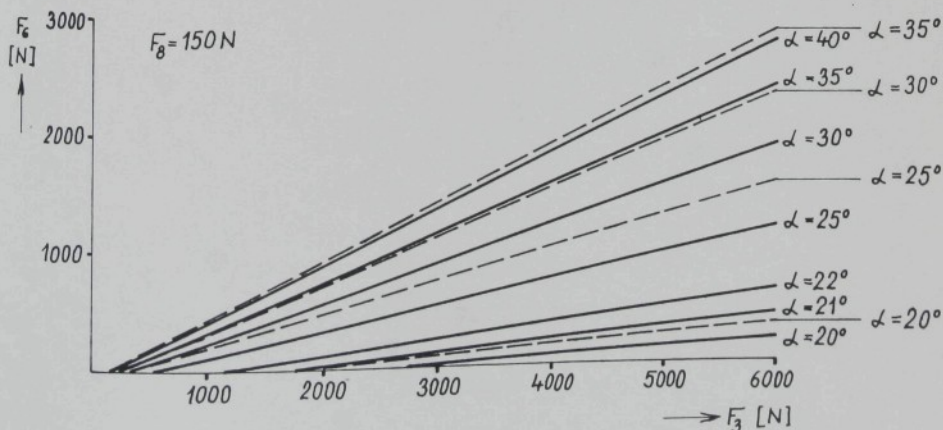


Obr. 5.21

Pokud jde o samotnou sílu F_6 , kterou působí blokovací člen na hřídel 7, je vynesena pro sledovaný případ v obr. 5.22 v závislosti na úhlu β . Obr. 5.23 pak ukazuje závislost síly F_6 na síle v pásku F_3 pro různé úhly α v místech B nebo D, tedy pro $\beta = 90^\circ - \alpha$ nebo též $\beta = 270^\circ - \alpha$.



Obr. 5.22



Obr. 5.23

Blokovací člen uložený na rámu přichází do funkce za stejných podmínek jako blokovací člen uložený na vahadle, pásma samosvornosti jsou pro oba případy shodná. Průběh sil na blokovacím členu uloženém na rámu v závislosti na úhlu α je obdobou situace znázorněné na obr. 5.16.

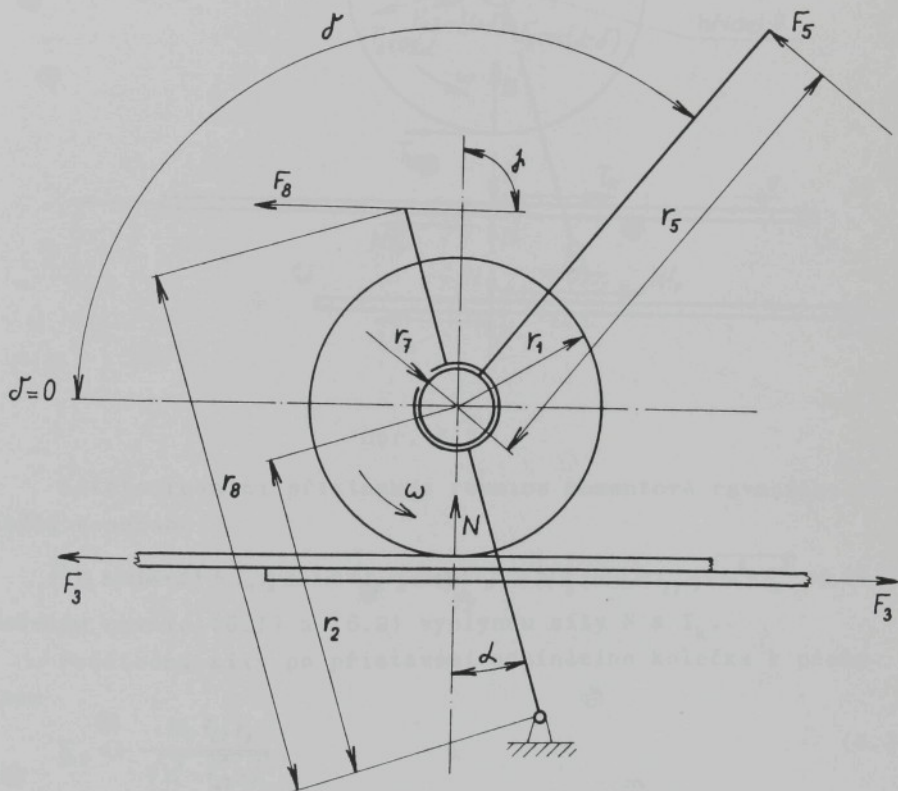
V celém rozsahu výpočtů fáze držení byla splněna podmínka (5.23).

6.0 ŘEŠENÍ NAPÍNAČÍHO MECHANISMU TYPU B

Vlastnosti tohoto mechanismu budou podrobeny zkoumání podle stejného postupu jako u mechanismu typu A.

6.1 Fáze napínání

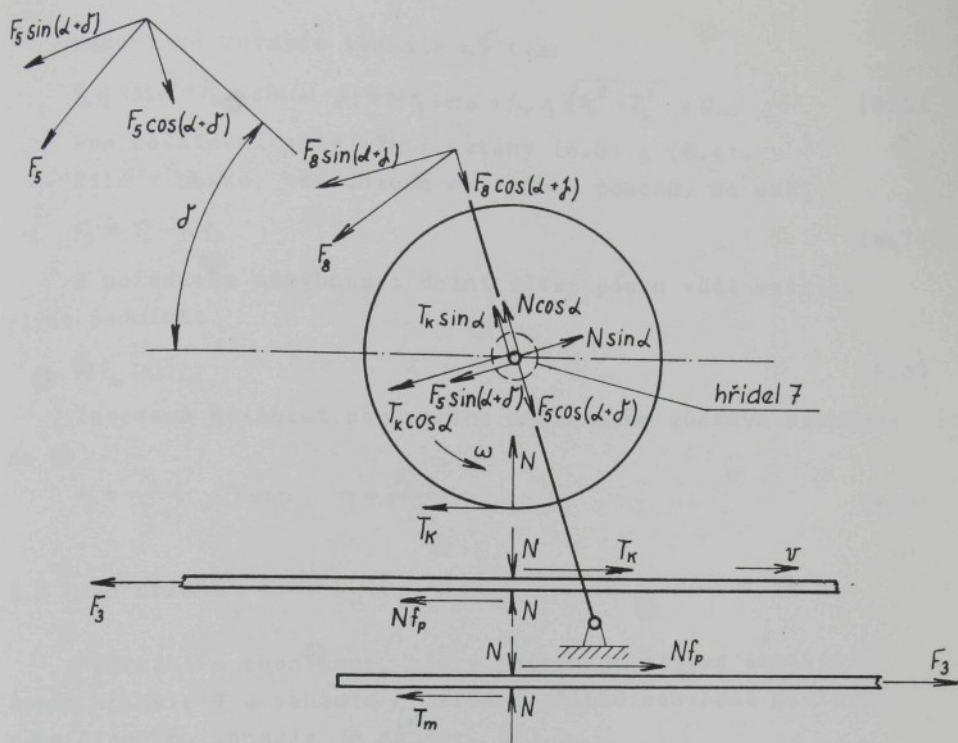
Použitá označení jsou shrnuta v obr. 6.1, působící síly jsou na obr. 6.2.



Obr. 6.1

Rovnice rovnováhy jsou buď shodné s mechanismem typu A, nebo se jen nepatrně liší. Nezměněna zůstává rovnováha na hřídeli 7, t.j. vztahy (5.1) až (5.4), z nichž je

$$T_k = \frac{F_5 r_1 r_5 - f_{\varepsilon 7} r_7 \sqrt{F_5^2 r_5^2 + N^2 (r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2)}}{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2} \quad (6.1)$$



Obr. 6.2

K této rovnici přistupuje rovnice momentové rovnováhy vahanadla v podobě

$$F_5 r_2 \sin(\alpha + \delta) + T_k r_2 \cos \alpha + F_8 r_8 \sin(\alpha + \gamma) - N r_2 \sin \alpha + f_{\varepsilon 7} r_7 \sqrt{N^2 + T_k^2} = 0. \quad (6.2)$$

Řešením rovnic (6.1) a (6.2) vyplynou síly \$N\$ a \$T_k\$.

Počáteční síly po přistavení napínacího kolečka k pásu jsou

$$T_{k0} = - \frac{N_0 f_{\varepsilon 7} r_7}{\sqrt{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2}}, \quad (6.3)$$

$$N_0 = \frac{F_8 r_8 \sin(\alpha + \gamma)}{r_2 \sin \alpha + \frac{f_{\varepsilon 7} r_7}{\sqrt{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2}} (r_2 \cos \alpha - r_1)} \quad (6.4)$$

U pohonu motorem je ve vztahu (6.1) nahrazen krouticí moment hnací síly \$F_5 r_5\$ momentem motoru \$M_k\$. Vztah (5.9) zůstává nezměněn

$$T_k = \frac{M_k r_1 - f_{\varepsilon 7} r_7 \sqrt{M_k^2 + N^2 (r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2)}}{r_1^2 - f_{\varepsilon 7}^2 r_7^2} \quad (6.5)$$

Momentová rovnice vahadla má tvar

$$T_k r_2 \cos \alpha + F_8 r_8 \sin(\alpha + \beta) - N r_2 \sin \alpha + f_{z7} r_7 \sqrt{N^2 + T_k^2} = 0. \quad (6.6)$$

Pro počáteční síly platí vztahy (6.3) a (6.4).

Síla v pásku, bez ohledu na způsob pohonu, se určí

$$F_3 = T_k - N f_p. \quad (6.7)$$

Z požadavku nehybnosti dolní větve pásku vůči matici plyne podmínka

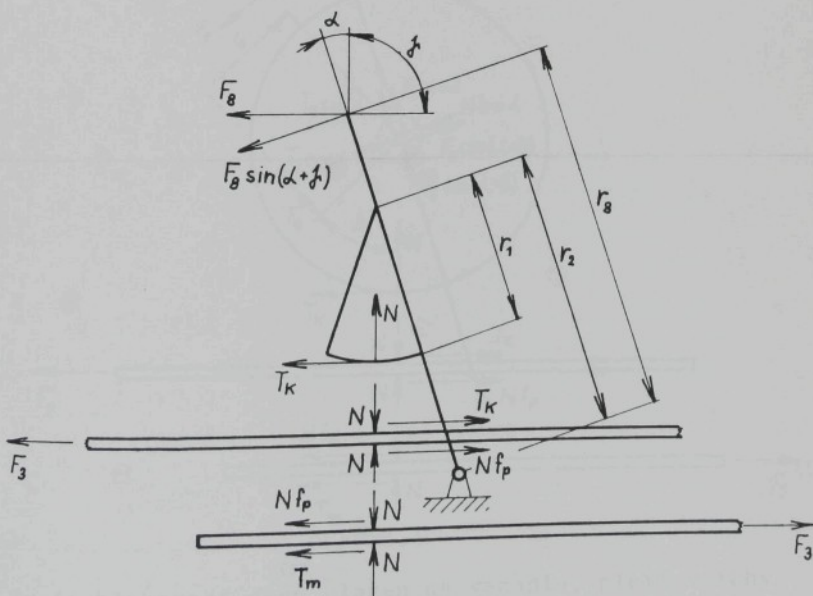
$$N f_m > T_k. \quad (6.8)$$

Zavedená účinnost napínacího mechanismu zůstává nezměněna

$$\eta = \frac{F_3 r_1}{F_5 r_5} \quad \text{resp.} \quad \eta = \frac{F_3 r_1}{M_k}. \quad (6.9)$$

6.2 Fáze držení

Náhradní mechanismus, který postihuje případ samosvor-
nosti hřídele 7 a vahadla a zároveň případ uchycení blokova-
cího členu na vahadle je na obr. 6.3.



Obr. 6.3

$$F_2 = T_k + N f_p.$$

Považuje-li se soustava vahadlo, hřídel 7 a případně
ovácí člen za jeden celek, je jeho rovnováha

Pro výpočet přítlaku N a obvodové síly na napínacím kolečku T_k se použijí vztahy

$$T_K = F_3 - N f_p. \quad (6.13)$$

$$T_k r_1 < \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{k3} r_3. \quad (6.14)$$
[illegible]

86

hřídeli 7

$$T_k r_1 - \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{\xi\tau} r_7 - F_6 r_6 = 0, \quad (6.15)$$

z níž bez ohledu na číselnou hodnotu úhlu β je

$$F_6 = \frac{1}{r_6} (T_k r_1 - \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{\xi\tau} r_7). \quad (6.16)$$

Při uchycení blokovacího členu na rámu je F_6 vnější silou. Pro stanovení jednotlivých sil je třeba vzájemně řešit rovnici rovnováhy horní větve pásku (6.10), rovnici momentové rovnováhy hřídelle 7 (6.15) a rovnici momentové rovnováhy vahadla ve tvaru

$$T_k r_2 \cos \alpha + F_8 r_8 \sin(\alpha + \beta) - N r_2 \sin \alpha - F_6 r_2 \cos(\alpha + \beta) - \sqrt{N^2 + T_k^2} f_{\xi\tau} r_7 = 0, \quad (6.17)$$

přičemž se předpokládá, že je známa geometrie napínacího mechanismu a síla v pásku F_3 .

Aby nedošlo k posunu dolní větve po matici, musí být dodržena podmínka

$$F_3 < N(f_m + f_p). \quad (6.18)$$

6.3 Vlastnosti napínacího mechanismu typu B při napínání

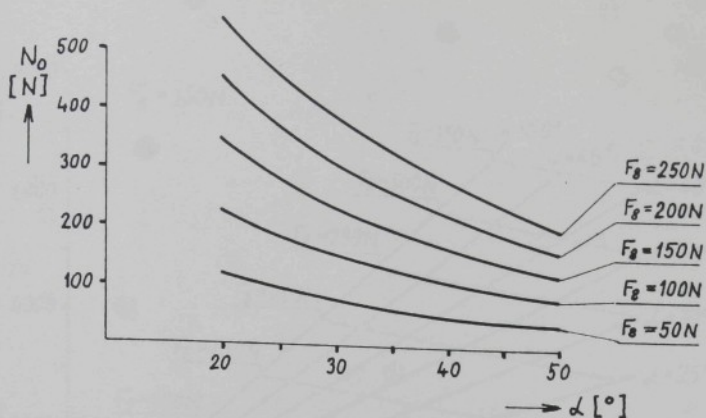
Vlastnosti tohoto mechanismu byly sledovány za stejných podmínek jako v případě mechanismu typu A. Geometrie byla tedy následující (rozměry v mm):

$r_1 = 15$, $r_2 = 25$, $r_5 = 380$, $r_6 = 15$, $r_7 = 8$, $r_8 = 25$, $e = 32$, $b = 46$, pro výpočet $f_{\xi\tau}$ ze vztahu (5.3) je i zde použit koeficient tření rovinných ploch $f = 0,1$. Dále bylo předpokládáno $\alpha + \beta = 180^\circ$, z konstrukčních důvodů je použita tažná pružina se směrem působení síly F_8 $\beta = 90^\circ$.

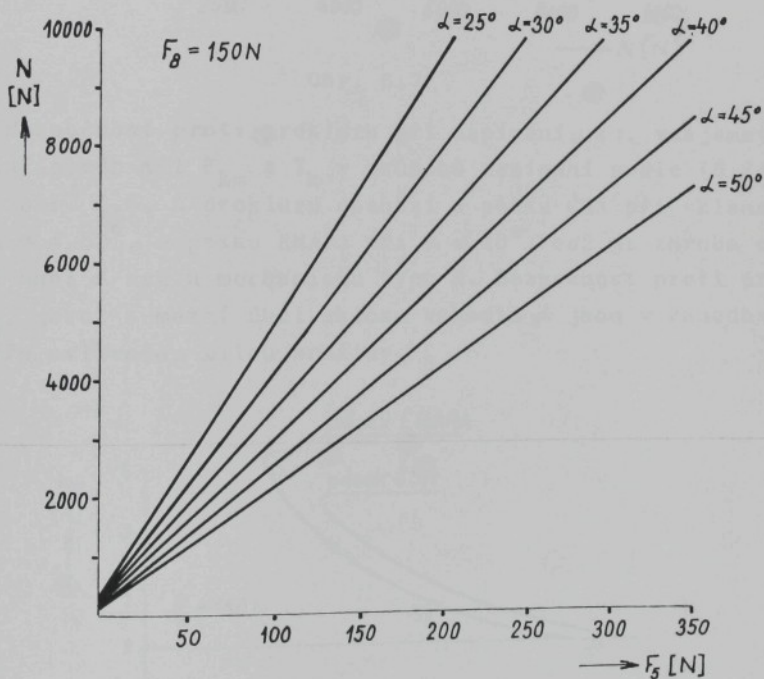
Pro porovnání s mechanismem typu A jsou v diagramech zpracovány stejné závislosti, pokud možno ve stejném měřítku.

Na obr. 6.5 je vynesena počáteční přítlak N_0 pro různé síly pružiny F_8 v závislosti na úhlu sklonu vahadla α .

Začne-li na páce působit síla F_5 , přítlak N narůstá, závislost je lineární, z obr. 6.6 vyplývá, že se stoupajícím úhlem sklonu vahadla α přítlak klesá. Dosahované přítlaky N jsou srovnatelné s přítlaky u mechanismu typu A.

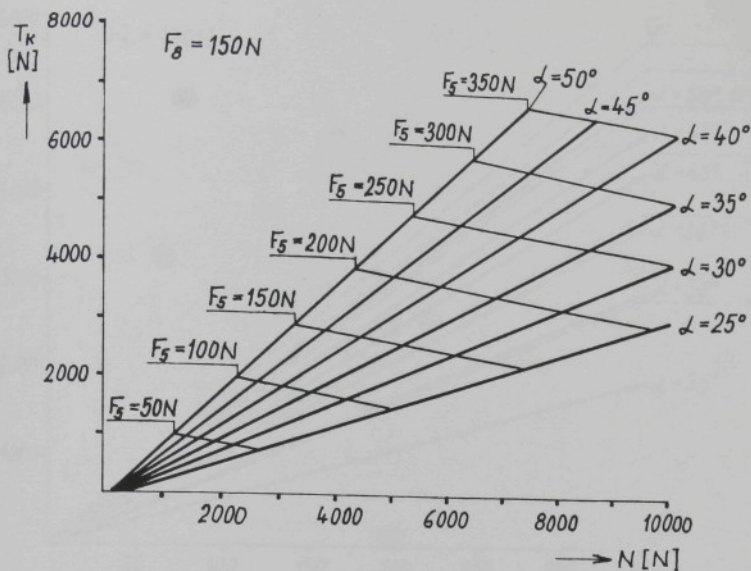


Obr. 6.5



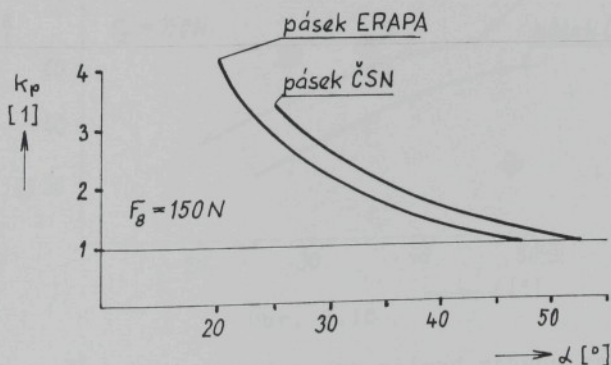
Obr. 6.6

Průběhy obvodových sil na napínacím kolečku T_k jsou vynešeny v závislosti na přitlaku N v obr. 6.7. Pro určitou sílu na napínací páce F_5 jsou silové poměry rozhodující měrou ovlivněny úhlem sklonu vahadla α .



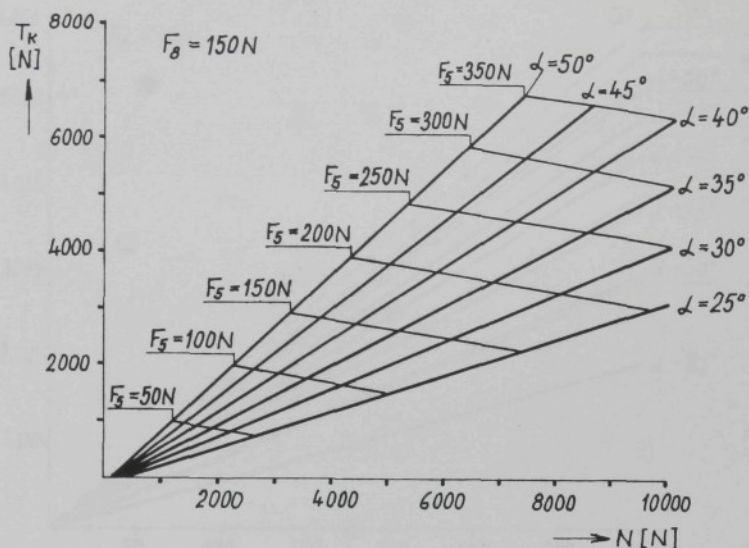
Obr. 6.7

Bezpečnost proti prokluzu při napínání, t.j. vzájemný minimální poměr sil F_{km} a T_k v průběhu napínání podle (5.24) udává obr. 6.8. K prokluzu dochází u pásku ČSN při sklonu vahadla $\alpha = 52^\circ$, u pásku ERAPA při $\alpha = 46^\circ$, což je zhruba o 10° větší úhel α než u mechanismu typu A. Bezpečnost proti prokluzu k_p , jakož i mezní úhel sklonu vahadla α jsou v zanedbatelné míře ovlivněny silou pružiny F_s



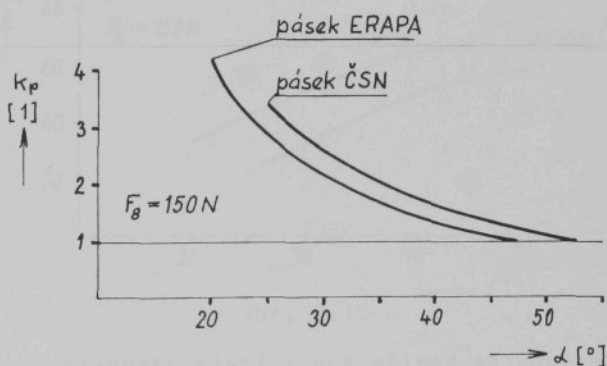
Obr. 6.8

Sílu v pásce F_3 vyvinutou při napínání zaznamenává obr. 6.9. I zde jsou přímky platné pro pásek ČSN vytaženy plně, přímky pro pásek ERAPA čárkovaně, není uvažováno překročení meze pevnosti pásce, ani vliv síly pružiny.



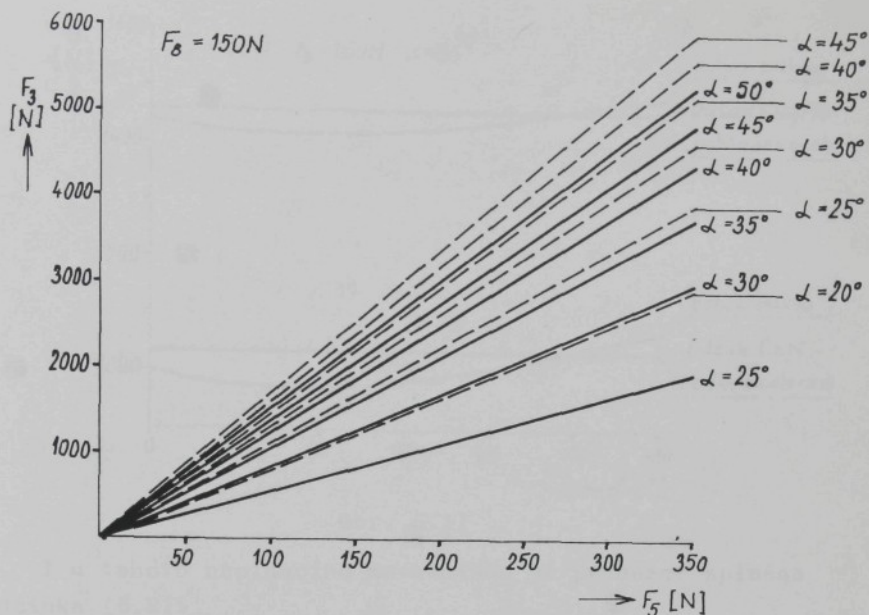
Obr. 6.7

Bezpečnost proti prokluzu při napínání, t.j. vzájemný minimální poměr sil F_{km} a T_k v průběhu napínání podle (5.24) udává obr. 6.8. K prokluzu dochází u pásku ČSN při sklonu vahadla $\alpha = 52^\circ$, u pásku ERAPA při $\alpha = 46^\circ$, což je zhruba o 10° větší úhel α než u mechanismu typu A. Bezpečnost proti prokluzu k_p , jakož i mezní úhel sklonu vahadla α jsou v zanedbatelné míře ovlivněny silou pružiny F_g



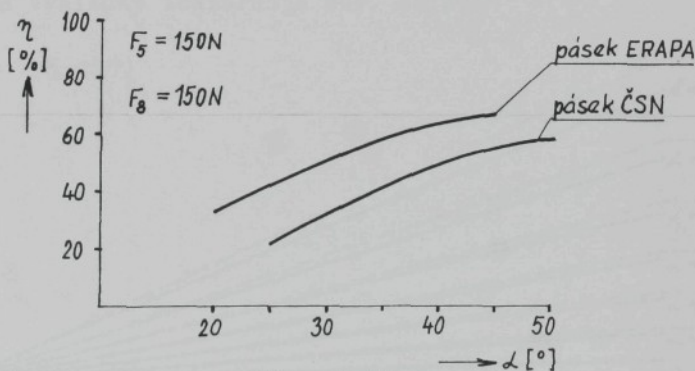
Obr. 6.8

Sílu v pásce F_3 vyvinutou při napínání zaznamenává obr. 6.9. I zde jsou přímky platné pro pásek ČSN vytaženy plně, přímky pro pásek ERAPA čárkovně, není uvažováno překročení meze pevnosti páska, ani vliv síly pružiny.



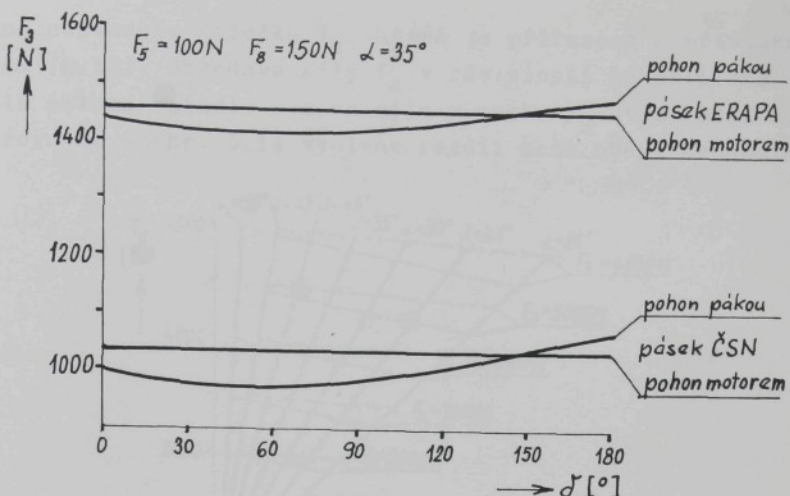
Obr. 6.9

Závislost účinnosti podle (6.9) na úhlu sklonu vahadla je na obr. 6.10. Průběh je obdobný s typem mechanismu A, na hranici prokluzu je však rozdíl v účinnosti 2 až 3 % ve prospěch mechanismu typu A.



Obr. 6.10

Uvedené poznatky platí i pro případ pohonu mechanismu motorem, neboť bylo předpokládáno, že $\alpha + \delta = 180^\circ$. Rozdíl v síle v pásku F_3 při použití pohonu motorem a pákou ukazuje obr. 6.11 v závislosti na poloze páky dané úhlem δ . Pro podmínky uvedené na obr. 6. 11 je síla získaná pohonem pákou nižší a to v případě pásky ČSN téměř o 6 %, u pásky ERAPA o 3 %.

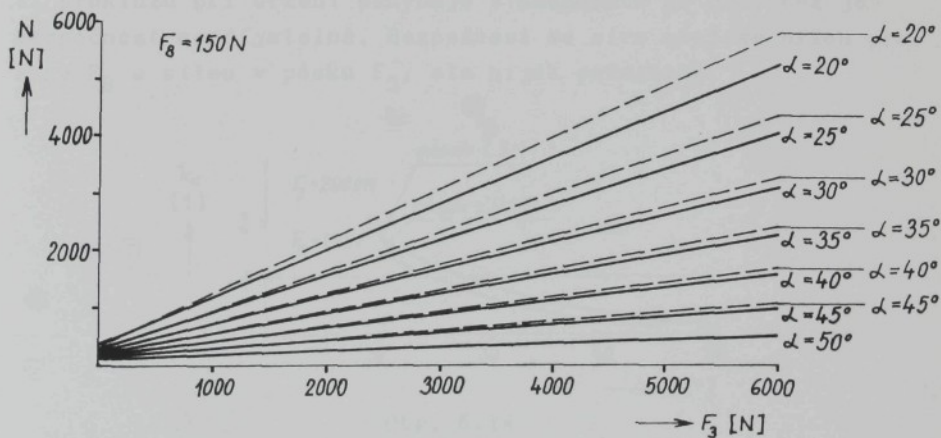


Obr. 6.11

I u tohoto napínacího mechanismu je průběžně splněna podmínka (6.8).

6.4 Vlastnosti napínacího mechanismu typu B při držení

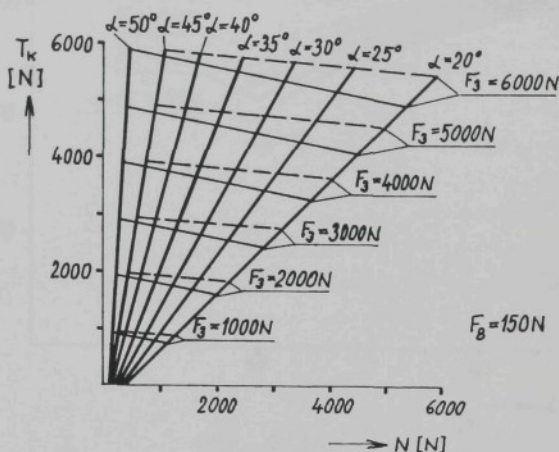
Jako první bude opět probráno uspořádání s uložením blokovacího členu na vahadle. Řešení přitlaku proběhlo podle (6.12) a výsledky znázorňuje obr. 6.12.



Obr. 6.12

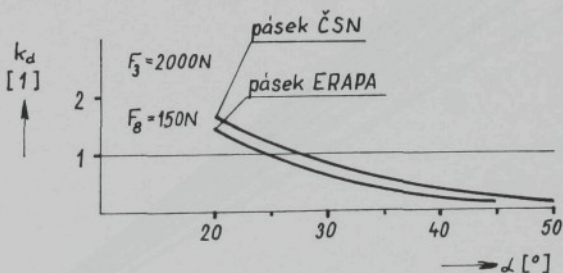
Z porovnání obr. 6.12 a 5.13 je patrné, že přitlak N dosahovaný mechanismem typu B při držení je velmi nízký. S tím pak souvisí nízká třecí síla mezi pásy N_f a značná obvodová

síla na napínacím kolečku T_k , která je přiřazena k přitlaku N vztahem (6.13). Obvodové síly T_k v závislosti na přitlaku N , na úhlu sklonu vahadla α a na síle v pásku F_3 uvádí obr. 6.13. Při srovnání s obr. 5.14 vyplyne rozdíl mezi oběma mechanismy.



Obr. 6.13

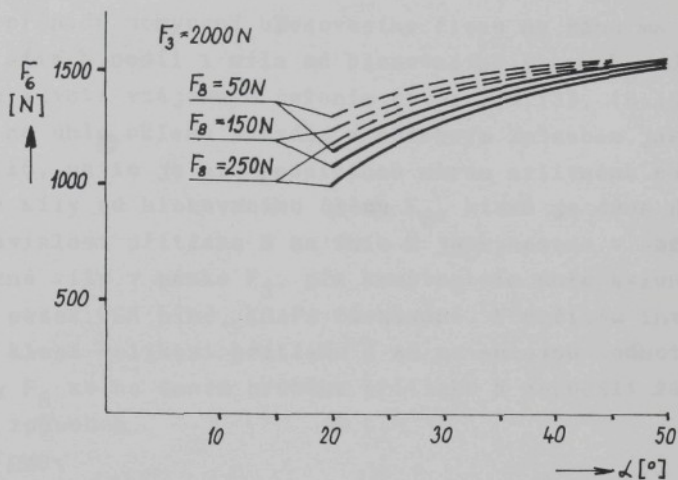
Tento rozdíl je markantní i při vynesení bezpečnosti proti prokluzu při držení podle (5.25) do obr. 6.14. Prakticky všechny dvojice N a T_k leží v oblasti prokluzu z obr. 3.5, pro úhly α s vhodnou účinností při napínání se bezpečnost proti prokluzu při držení pohybuje v hodnotách do 0,4, což je bezpečnost nepřijatelná. Bezpečnost se sice mění se silou pružiny F_8 a silou v pásku F_3 , ale nijak podstatně.



Obr. 6.14

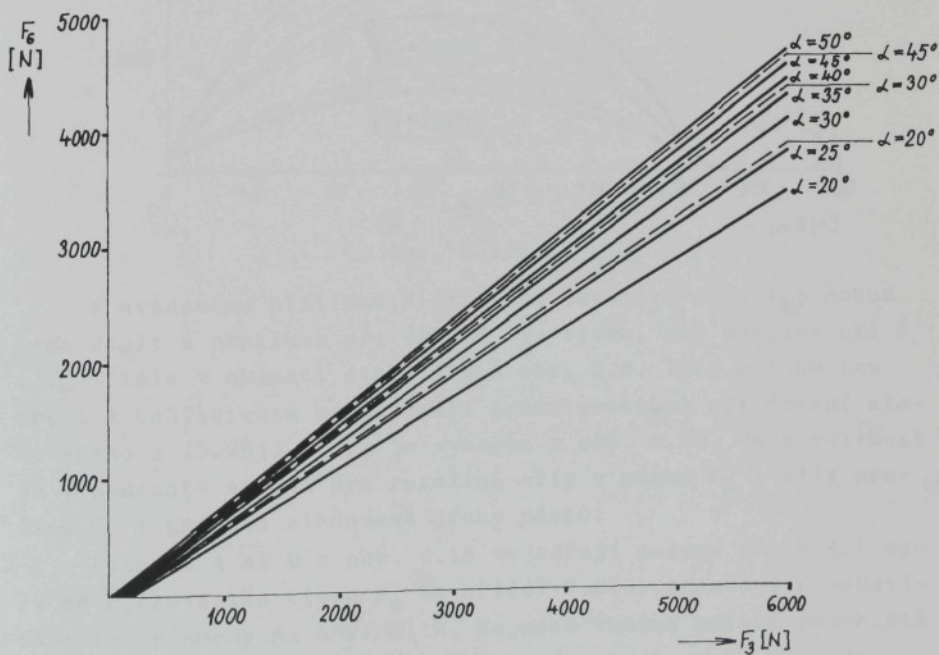
Na obr. 6.15 je vynesena síla na blokovacím členu F_6 pro různé síly pružiny F_8 při síle v pásku $F_3 = 2000$ N v závislosti na úhlu sklonu vahadla α . Z obrázku je zřejmé, že použití

blokovacího členu je nutné pro všechny reálné úhly α , pásmo samosvornosti u tohoto napínacího mechanismu neexistuje.



Obr. 6.15

Tatáž síla F_6 jako v obr. 6.15 je v obr. 6.16 uvedena v závislosti na síle v pásku F_3 pro $\alpha = \text{konst.}$

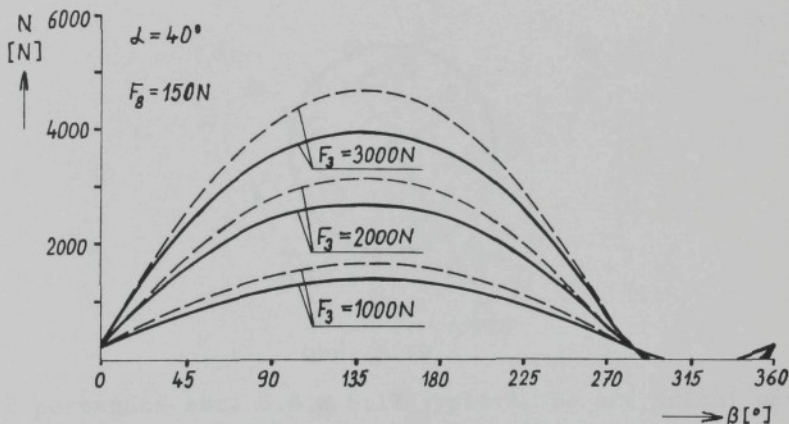


Obr. 6.16

Na základě všech výše uvedených skutečností lze konstatovat, že u mechanismu typu B nelze použít blokovací člen uchycený na vahadle.

V případě uchycení blokovacího členu na rámu má na přítláčnou sílu N podíl i síla od blokovacího členu F_6 . Její velikost se zjistí vzájemným řešením rovnic (6.13), (6.15) a (6.17); závisí na úhlu sklonu vahadla α obdobným způsobem jako na obr. 6.16, navíc je ale podstatnou měrou ovlivněna polohou působíště síly od blokovacího členu F_6 , která je dána úhlem β .

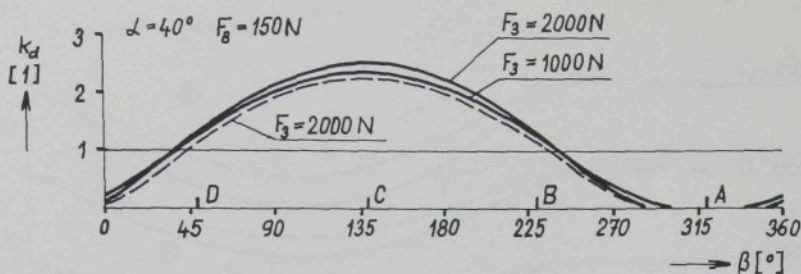
Závislost přítlaku N na úhlu β je vynesena v obr. 6.17 pro různé síly v pásku F_3 , při konstantním úhlu sklonu vahadla α , pásek ČSN plně, ERAPA čárkovaně. V určitém intervalu úhlu β klesá velikost přítlaku N až na nulovou hodnotu. Síla pružiny F_8 se na daném průběhu přítlaku N nepodílí žádným výrazným způsobem.



Obr. 6.17

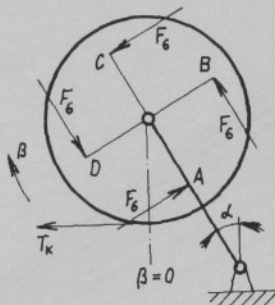
K uvedenému přítlaku N přísluší obvodová síla T_k ; pokud nemá dojít k prokluzu při držení, je třeba, aby dvojice sil N a T_k ležela v oblasti stability z obr. 3.5. Tuto polohu lze určit z koeficientu bezpečnosti proti prokluzu při držení stanoveného z (5.25), který je vynesena v obr. 6.18. Jeho velikost je v podstatě stejná pro rozdílné síly v pásku F_3 i síly pružiny F_8 i pro oba sledované druhy pásků.

Písmena A až D z obr. 6.18 vyjadřují polohu působíště síly od blokovacího členu F_6 na hřídel 7. Korepondují s odpovídajícími písmeny na obr. 6.19. Nejméně vhodná poloha působíště je v místě A, kde $\beta = 360^\circ - \alpha$; zde je pásek zcela uvolněn.



Obr. 6.18

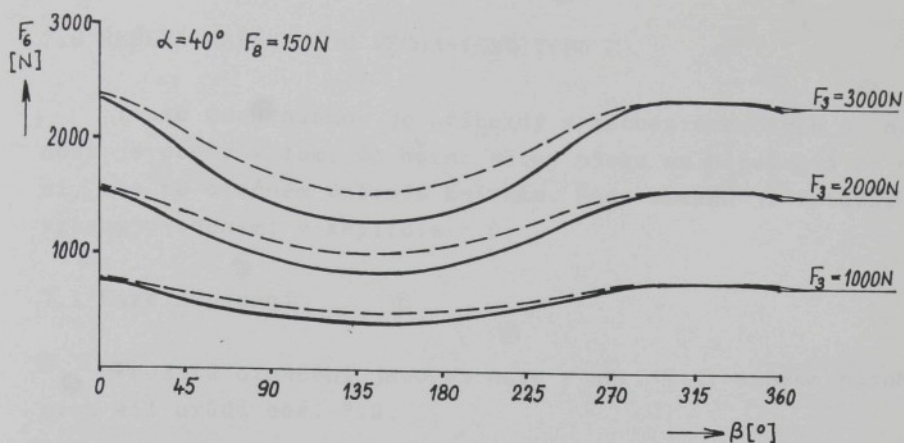
Naopak nejpriznivější poloha působiště síly F_6 je v místě C, kde $\beta \approx 180^\circ - \alpha$. Místa B a D jsou z hlediska bezpečnosti proti prokluzu k_p i síly F_6 rovnocenná. Lze konstatovat, že působiště síly od blokovacího členu F_6 by mělo být umístěno mezi body D a B, tedy v rozmezí úhlu β od $90^\circ - \alpha$ do $270^\circ - \alpha$. V tomto intervalu je zaručeno, že $k_d > 1$.



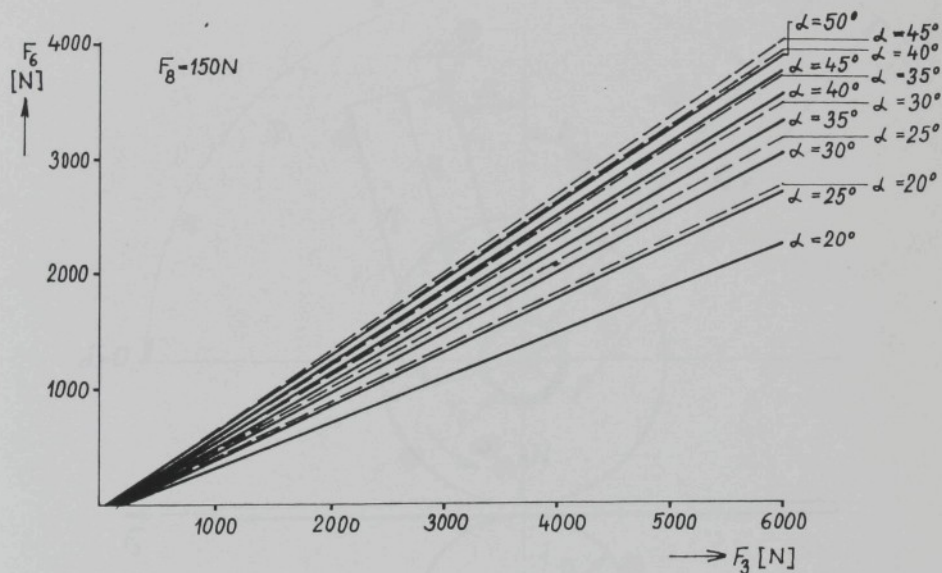
Obr. 6.19

Z porovnání obr. 6.6 a 6.17 vyplývá, že při držení pásku jsou přitlaky N několikanásobně nižší než při napínání. V důsledku toho je možno předpokládat, že při napínání proniknou zuby napínacího kolečka do pásku hlouběji než by tomu bylo při samotném držení, vytvoří zde poměrně velké opěrné plošky, na nichž dochází ke kontaktu zubů kolečka s páskem i po odlehčení ve fázi držení. Pokud by se tato domněnka experimentálně potvrdila, měla by mezní křivka z obr. 3.5 jiný, ale příznivější průběh, výsledkem čehož by bylo rozšíření pásma s vyhovující bezpečností proti prokluzu při držení k_p v obr. 6.18.

Hodnoty a průběhy síly na blokovacím členu F_6 uvádí obr. 6.20 v závislosti na poloze působiště dané úhlem β , obr. 6.21 pak v závislosti na působící síle v pásku F_3 a to v místě působiště síly F_6 v místě B nebo D.



Obr. 6.20



Obr. 6.21

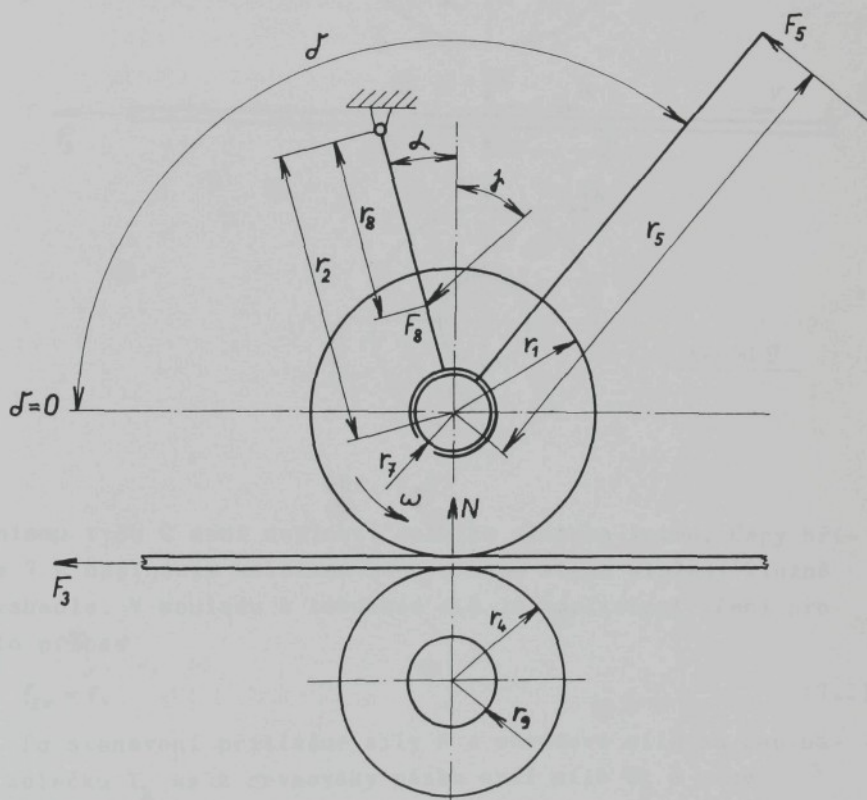
Rovněž ve fázi držení nebylo shledáno nebezpečí posunu dolní větve pásku po matici, tedy porušení podmínky (6.18); to se týká všech sledovaných reálných případů.

7.0 ŘEŠENÍ NAPÍNACÍHO MECHANISMU TYPU C

Tento mechanismus je příbuzný s mechanismem typu A, odlišnost je pouze v tom, že horní větev pásku se neposouvá po dolní, ale po otočném opěrném kolečku. Řada vztahů je totožná se vztahy uvedenými v kapitole 5.0.

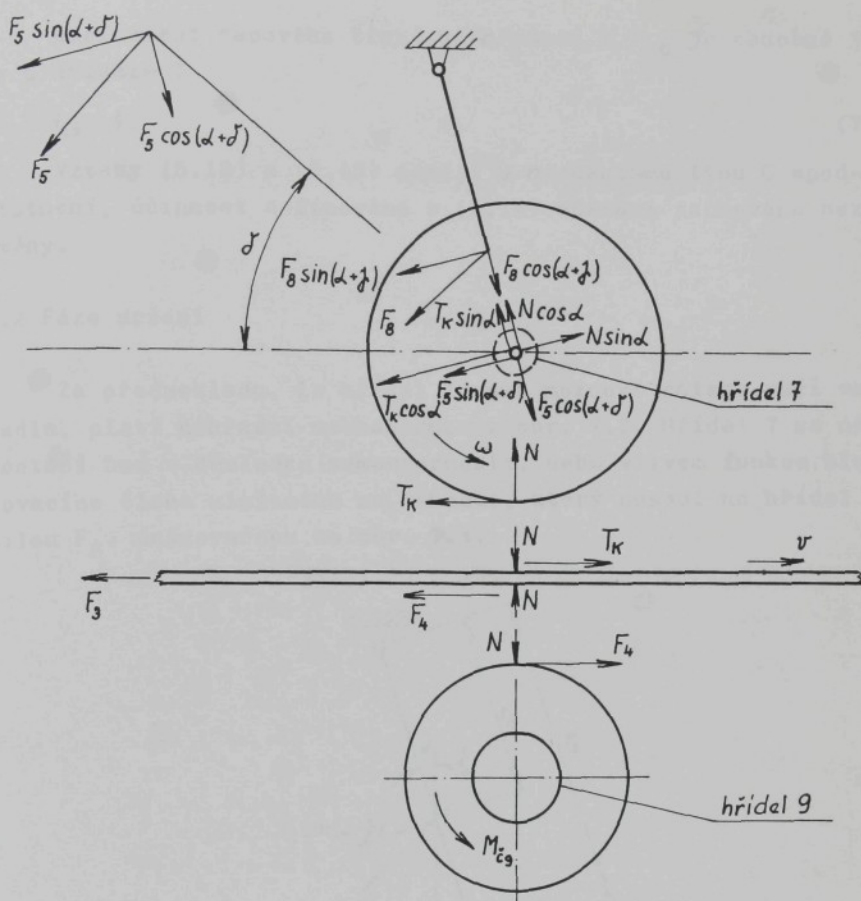
7.1 Fáze napínání

Použitá označení jsou shrnuta v obr. 7.1, schema působících sil uvádí obr. 7.2.



Obz. 7.1

Pro napínání pásku zůstávají v platnosti vztahy (5.1) až (5.10) bez ohledu na to, zda je mechanismus poháněn pákou nebo motorem. Jedinou výjimkou je vztah (5.3), neboť v případě me-



Obr. 7.2

chanismu typu C není napínací kolečko uloženo letmo. Čepy hřídele 7 s napínacím kolečkem jsou s obou stran uloženy kluzně ve vahadle. V souladu s tabulkou 4.5 je koeficient tření pro tento případ

$$f_{z7} = f. \quad (7.1)$$

Po stanovení přitlačné síly N a obvodové síly na napínacím kolečku T_K se z rovnováhy pásku určí síla F_3 a sice

$$F_3 = T_K - F_4, \quad (7.2)$$

kde

$$F_4 = \frac{N f_{z9} r_9}{r_4}. \quad (7.3)$$

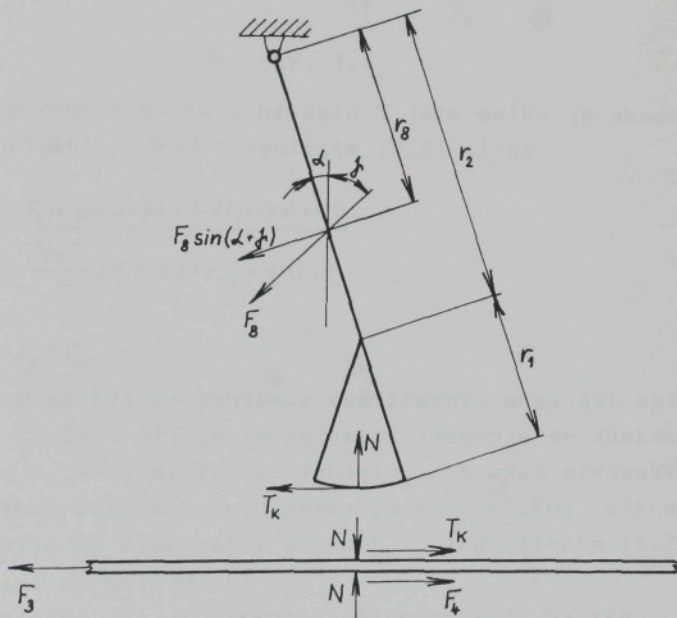
Koeficient čepového tření na hřídeli 9 $f_{\zeta 9}$ je obdobně jako u hřídele 7

$$f_{\zeta 9} = f. \quad (7.4)$$

Vztahy (5.12) a (5.13) nemají u mechanismu typu C opodstatnění, účinnost definovaná v (5.14) zůstává zachována beze změny.

7.2 Fáze držení

Za předpokladu, že hřídel 7 nemá možnost rotace vůči vahadlu, platí náhradní mechanismus z obr. 7.3. Hřídel 7 se nepootáčí buď v důsledku samosvornosti, nebo vlivem funkce blokovacího členu uloženého na vahadle, který působí na hřídel 7 silou F_6 , znázorněnou na obr. 7.4.

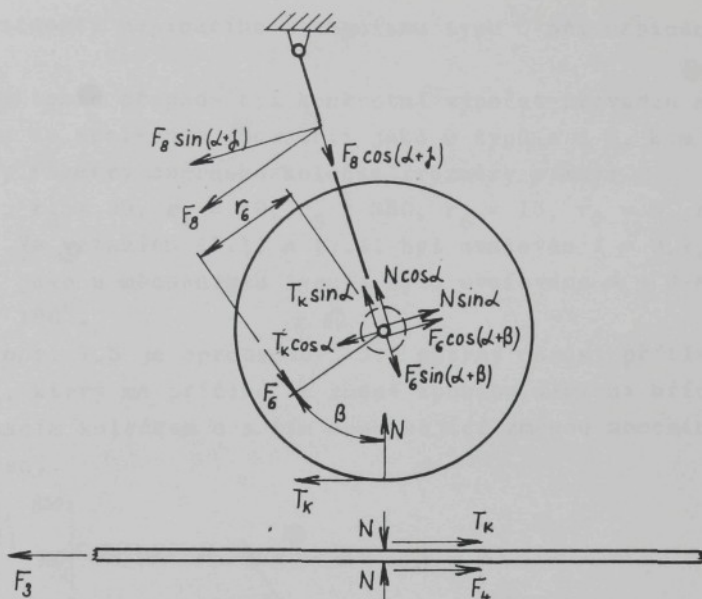


Obr. 7.3

Vyjádření rovnováhy pásku je podle obr. 7.3

$$F_3 = T_k + F_4, \quad (7.5)$$

kde F_4 je dáno vztahem (7.3).



Obr. 7.4

Rovnováha vahadla a hřídele 7 jako celku je shodná se vztahem (5.16), odkud s využitím (7.5) plyne

$$N = \frac{F_8 r_6 \sin(\alpha + \phi) + F_3 (r_2 \cos \alpha + r_1)}{\frac{f_{e9} r_9}{r_4} (r_2 \cos \alpha + r_1) + r_2 \sin \alpha} \quad (7.6)$$

a

$$T_k = F_3 - F_4. \quad (7.7)$$

Pokud má být mechanismus samosvorný, musí být splněna podmínka (5.19). Při jejím porušení vstupuje do funkce blokovací člen a je-li uložen na vahadle, jak bylo předpokládáno, je momentová rovnováha vyjádřena rovnicí (5.20), odkud se stanoví síla na blokovacím členu F_6 , daná vztahem (5.21), která nezávisí na úhlu β .

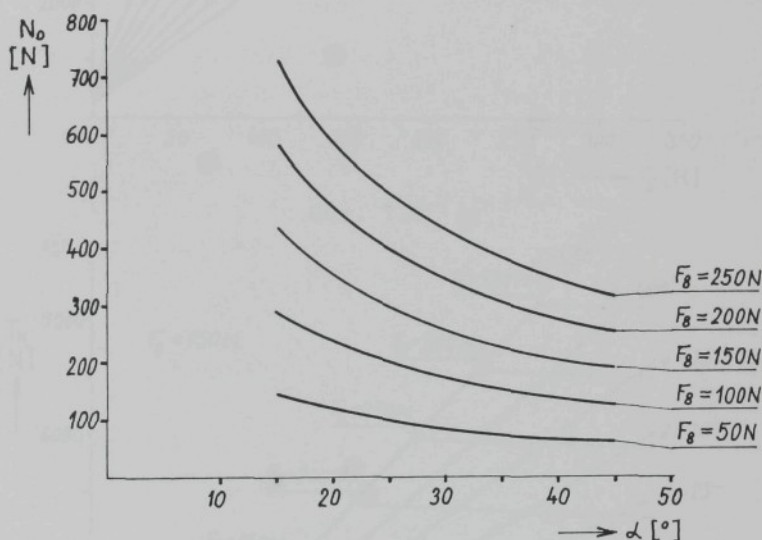
V případě, že je blokovací člen uchycen na rámu, platí schema podle obr. 7.4 s tím, že F_6 je vnější silou. Se schema-tem pak souvisejí rovnice (7.5), (5.20) a (5.22), jejichž vzájemným řešením se získají síly N , T_k a F_6 ze známé síly v pásce F_3 .

7.3 Vlastnosti napínacího mechanismu typu C při napínání

I v tomto případě byl konkrétní výpočet proveden na mechanismu se společnou geometrií jako u typů A a B, kam byly doplněny rozměry opěrného kolečka (rozměry v mm):

$r_1 = 15$, $r_2 = 25$, $r_4 = 10$, $r_5 = 380$, $r_6 = 15$, $r_7 = 8$, $r_8 = 25$, $r_9 = 6$. Ve vztazích (7.1) a (7.4) byl uvažován $f = 0,1$, dále, obdobně jako u mechanismu typu A bylo uvažováno $\alpha + \beta = 90^\circ$ a $\alpha + \delta = 180^\circ$.

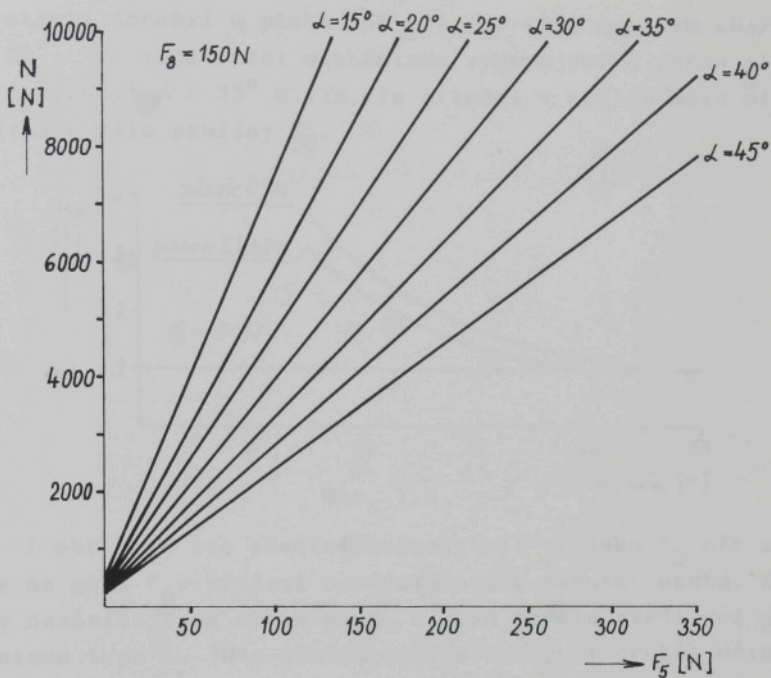
Z obr. 7.5 je oproti obr. 5.5 patrný nárůst přitlačné síly N_0 , který má příčinu ve změně způsobu uložení hřídele 7 s napínacím kolečkem a s tím související změnou momentu čepového tření.



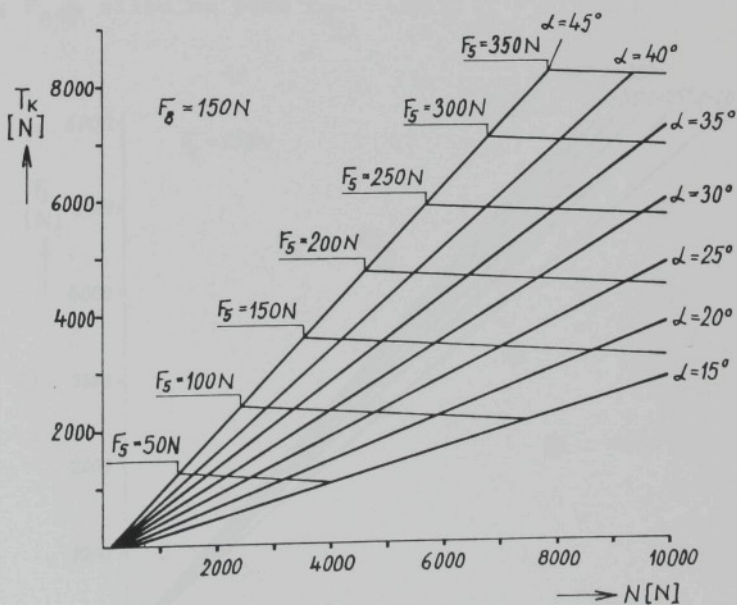
Obr. 7.5

Trend nárůstu přitlaku N v porovnání s mechanismem typu A je zřejmý i z obr. 7.6, kde je přitlak N vynesena v závislosti na síle na napínací páce F_5 .

Obr. 7.7 ukazuje průběh tečných sil T_k v závislosti na přitlaku N pro různé úhly sklonu vahadla α a různé síly na napínací páce F_5 . Vyplývá z něj výhodnost volby pokud možno co největšího úhlu α , která přináší pokles přitlaku N při přibližně stejné obvodové síle T_k . S velikostí přitlaku N souvisí namáhání jednotlivých součástí páskovače. Diagramy v obr. 7.5 až v obr. 7.7 nezávisí na vlastnostech pásů.



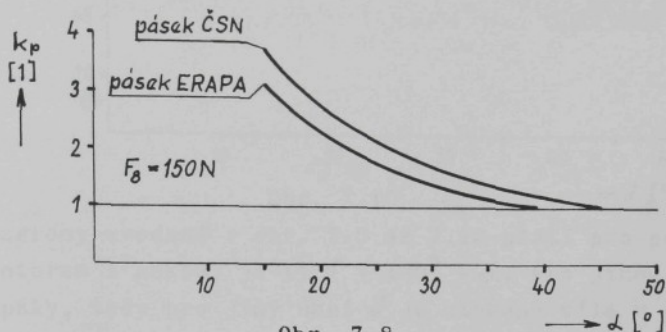
Obr. 7.6



Obr. 7.7

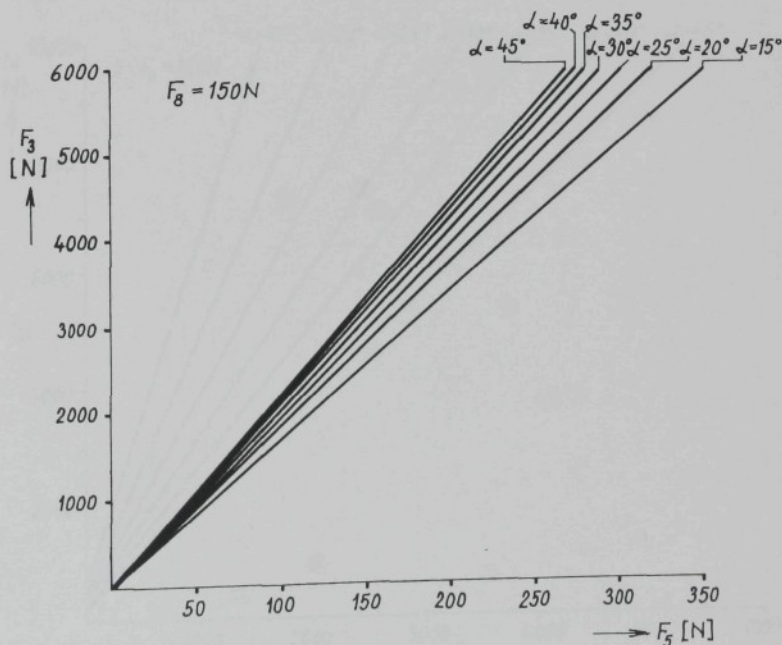
S konkrétním páskem je třeba hodnotit bezpečnost proti prokluzu při napínání podle (5.24). Ta je vynesena v obr. 7.8,

k prokluzu dochází u pásku ČSN při $\alpha = 45^\circ$, u pásku ERAPA při $\alpha = 39^\circ$; pro konstrukci mechanismu vyhovujícího oběma páskům lze doporučit $\alpha = 35^\circ$ s tím, že situaci v určité malé míře ovlivňuje síla pružiny F_8 .

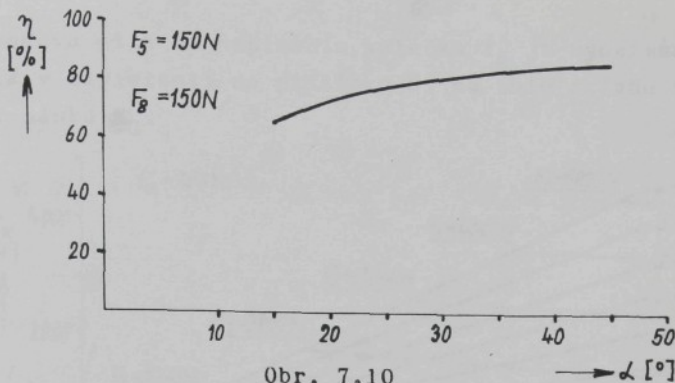


Obr. 7.8

Z obr. 7.9 lze odečíst hodnoty sil v pásku F_3 při známé síle na páce F_5 , přičemž není uvažována pevnost pásku. Tyto síly nezávisí na druhu pásku a jsou trvale vyšší než u mechanismu typu A. Tuto skutečnost potvrzuje i průběh účinnosti, která je vynesena v obr. 7.10; nepatrně se mění se silou pružiny F_8 a silou na páce F_5 .



Obr. 7.9

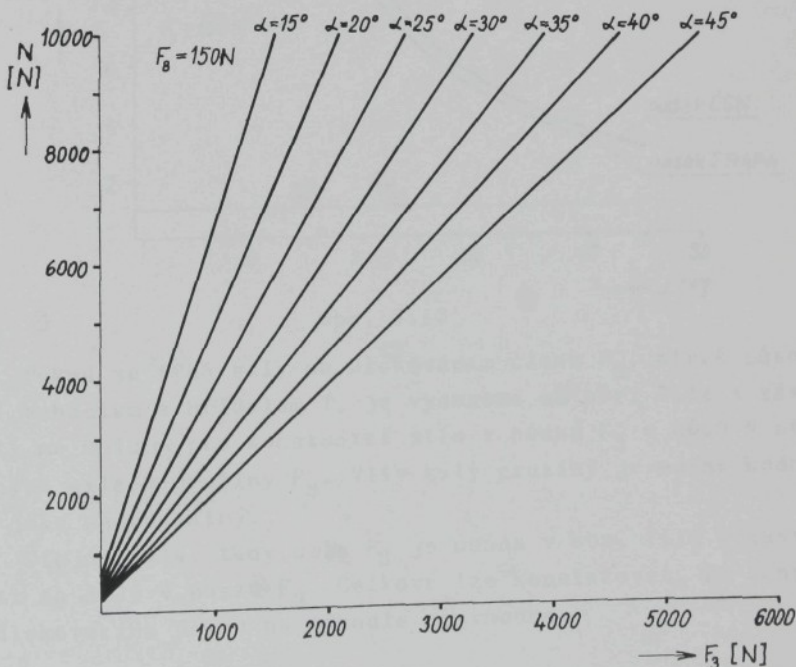


Obr. 7.10

Diagramy uvedené v obr. 7.5 až 7.10 platí pro pohon mechanismu motorem i pákou, je-li $\sigma = 180^\circ - \Delta$. Pro jinou polohu napínací páky, tedy pro jiný úhel σ je získaná síla v pásku F_3 trvale nižší, pokles je však nepatrný a činí maximálně 0,5 %.

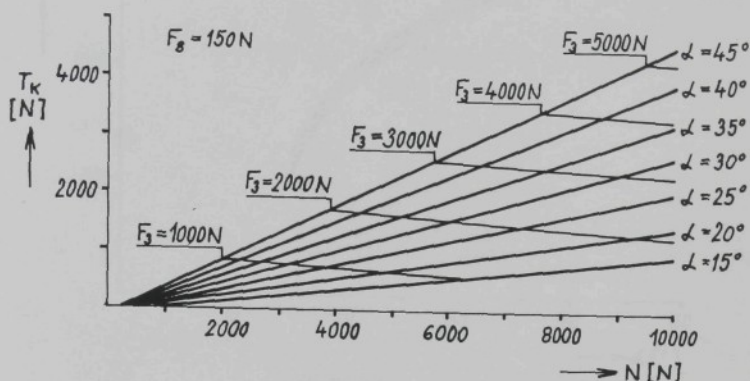
7.4 Vlastnosti napínacího mechanismu typu C při držení

Pro uchycení blokovacího členu na vahadle jsou přítlaky N ve fázi držení zachyceny v závislosti na síle v pásku F_3 na obr. 7.11. Jsou poněkud vyšší než u mechanismu typu A a nezávisí na druhu pásky.



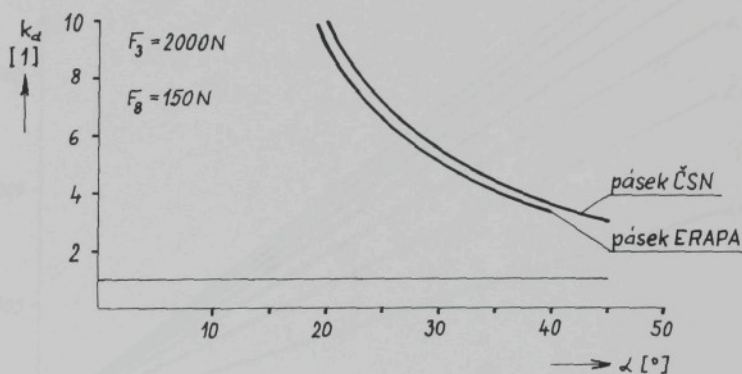
Obr. 7.11

Obvodová síla na napínacím kolečku T_k je vynesena v obr. 7.12 v závislosti na přitlaku N , na úhlu sklonu vahadla α a síle v pásku F_3 .



Obr. 7.12

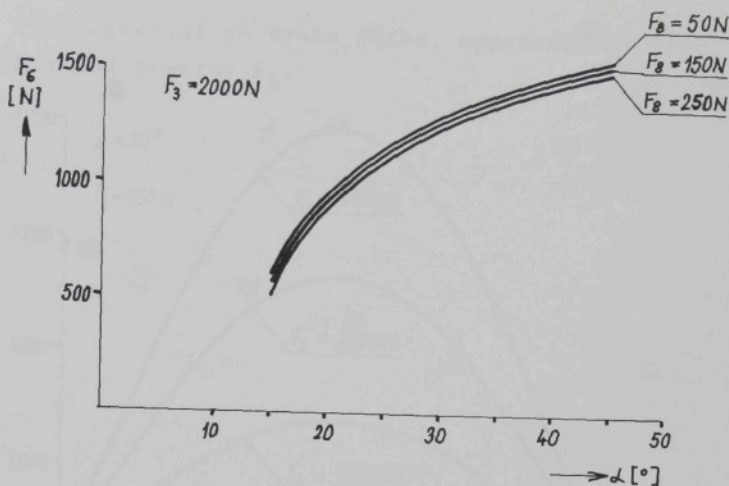
Dvojice sil N a T_k musí ležet v pásmu stability z obr. 3.5. Průběh bezpečnosti proti prokluzu při držení k_d podle (5.25) je na obr. 7.13. Bezpečnost je dostatečná pro všechny v úvahu připadající úhly α .



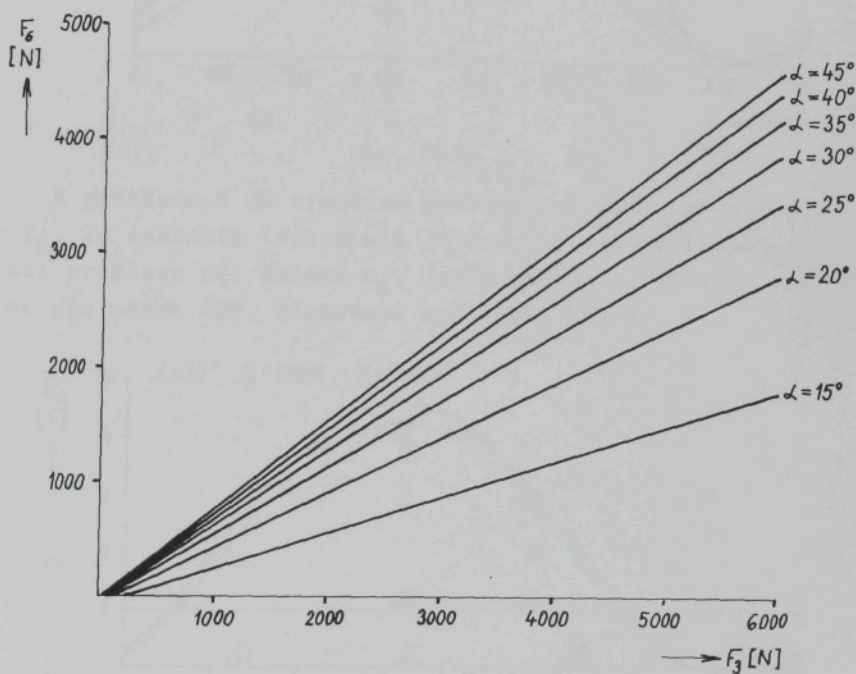
Obr. 7.13

Pokud se týká síly na blokovacím členu F_6 , která působí mezi vahadlem a hřídelem 7, je vynesena na obr. 7.14 v závislosti na úhlu α pro konstantní sílu v pásku $F_3 = 2000$ N při různých silách pružiny F_8 . Vliv síly pružiny je možno hodnotit jako nepodstatný.

Stejná síla, tedy síla F_6 je udána v obr. 7.15 v závislosti na síle v pásku F_3 . Celkově lze konstatovat, že uchycení blokovacího členu na vahadle je vhodné.



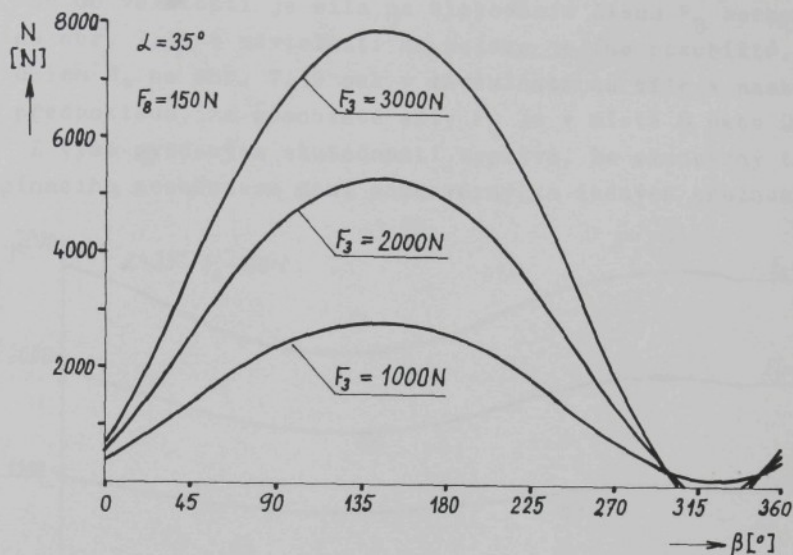
Obr. 7.14



Obr. 7.15

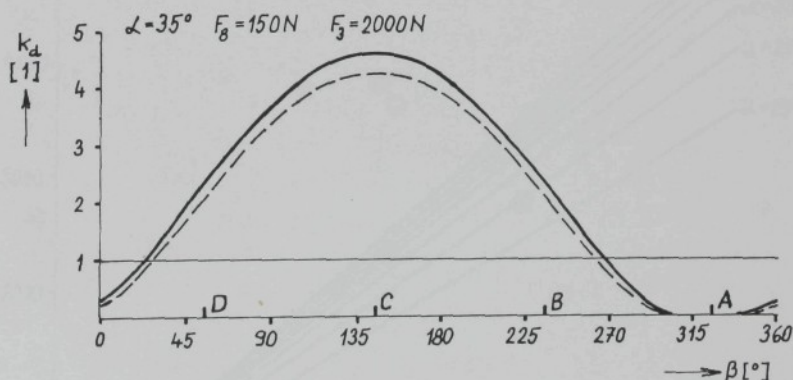
Při uchycení blokovacího členu na rámu se na přitlaku N podílí i síla od blokovacího členu F_6 a to dosti výrazně. Jak vyplývá z obr. 7.16, pro určité podmínky může přitlak N klesnout až na nulovou hodnotu. Rozhodující vliv má umístění působistiště síly blokovacího členu dané úhlem β . Průběh přitlaku

z obr. 7.16 nezávisí na druhu pásku, nepodstatnou měrou je ovlivněn silou pružiny F_8 .



Obr. 7.16

K přítlaku N je výpočtem přiřazena hodnota obvodové síly T_k . Ze znalosti těchto sil je možno stanovit bezpečnost proti prokluzu při držení k_d , jejíž průběh udává obr. 7.17, plně pro pásek ČSN, čárkovaně pro pásek ERAPA.



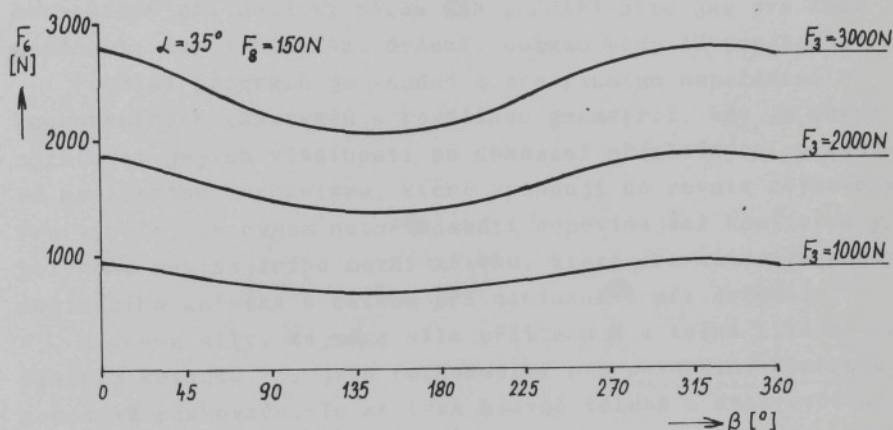
Obr. 7.17

Bezpečnost k_d se částečně mění vlivem síly pružiny F_8 , síly v pásku F_3 a úhlu sklonu vahadla α . Umístění působistě síly od blokovacího členu F_6 přichází v úvahu mezi body D a B,

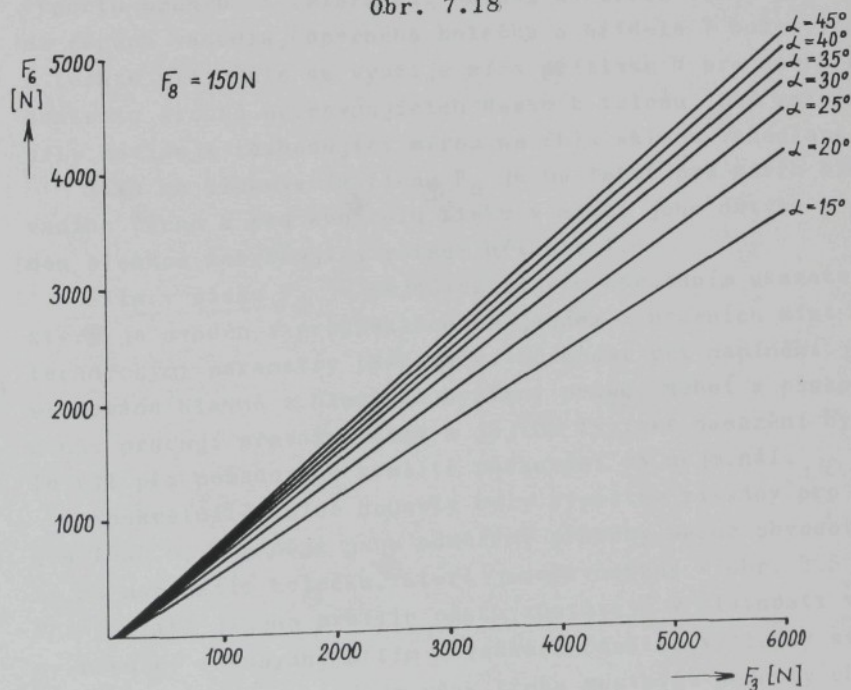
tedy v intervalu úhlu β mezi $90^\circ - \alpha$ a $270^\circ - \alpha$, v případě potřeby je možno interval poněkud rozšířit. Poloha bodů A až D je shodná s jejich znázorněním na obr. 5.21.

Co do velikosti je síla na blokovacím členu F_6 zachycena na obr. 7.18 v závislosti na poloze jejího působíště, dané úhlem β , na obr. 7.19 pak v závislosti na síle v pásku F_3 za předpokladu, že působíště síly F_6 je v místě B nebo D.

Z výše uvedených skutečností vyplývá, že sledovaný typ napínacího mechanismu není samosvorný za žádných okolností.



Obr. 7.18



Obr. 7.19

Výsledky uváděné v grafech kapitol 5 až 7 byly získány na základě výpočtů provedených na osobním počítači. Rovnice z těchto kapitol byly východiskem pro tvorbu programů, které jsou do budoucna k dispozici pro návrhy a kontrolu řešení jiného uspořádání napínacího mechanismu ručních páskovačů.

Programy byly vytvořeny pro všechny tři typy napínacích mechanismů při použití pásku ČSN i ERAPA a to jak pro fázi napínání, tak i pro fázi držení, celkem tedy 12 programů.

Použití programů je vhodné i pro studium uspořádání u konkurenčních páskovačů s rozdílnou geometrií, kdy je možné zjišťovat jejich vlastnosti po dosazení příslušných parametrů napínacího mechanismu, které vstupují do rovnic rovnováhy. Pro výpočet je ovšem nutné dosadit odpovídající koeficienty polynomu popisujícího mezní křivku, která charakterizuje styk napínacího kolečka s páskem při napínání i při držení.

Získané síly, zejména síla přitlaku N a tečná síla na napínacím kolečku T_k , jsou rozhodující pro pevnostní kontrolu součástí páskovače. To se týká hlavně tělesa a desky včetně výpočtu průhybů a deformací. Rovněž kontrola tlaku působícího na čepech vahadla, opěrného kolečka a hřídele 7 bude vycházet z těchto sil. Dále se využije síla přitlaku N pro návrh a kontrolu šroubů připevňujících desku k tělesu. Obě zmíněné síly závisejí rozhodující měrou na úhlu sklonu vahadla α .

Síla na blokovacím členu F_6 je potřebná pro návrh blokovacího členu a pro kontrolu tlaku v místě jeho dotyku s opěrnou ploškou zabraňující rotaci hřídele 7.

Síla v pásku F_3 je nejdůležitějším obchodním ukazatelem, který je uváděn v prospektech na jednom z předních míst mezi technickými parametry páskovačů. Účinnost při napínání je sledována hlavně z hlediska hygieny práce, neboť s páskovači u nás pracují převážně ženy a jejich fyzické nasazení by mělo být při požadované kvalitě páskování co nejmenší.

Konkrétní číselné hodnoty byly výpočtem získány pro pásek $16 \times 0,5$, pro nějž jsou odměřeny průběhy mezní obvodové síly na napínacím kolečku, které jsou vyneseny v obr. 3.5 a 3.7. Při použití jiného profilu páska zůstávají v platnosti všechny rovnice rovnováhy a tím i veškeré číselné výsledky sil a účinností; do programů je však třeba vestavět hodnoty charak-

terizující styk napínacího kolečka s páskem jiného profilu, případně i jiných mechanických vlastností, tedy zadat patřičný průběh mezní obvodové síly na kolečku, který vymezuje oblast stability. Postup výpočtu bezpečnosti proti prokluzu při napínání a držení zůstává nezměněn, konkrétní hodnoty bezpečností se ale budou lišit v závislosti na profilu pásku.

V užším smyslu slova se jeví účelné zpracovat tabulku 3.2 pro všechny profily pásků, které přicházejí v úvahu a z nich potom vybírat koeficienty polynomu pro konkrétní zpracováváný případ.

8.1 Výsledky dizertace s uvedením nových poznatků

V experimentální části disertace byl zkoumán zejména přenos tečné síly z napínacího kolečka na pásek. Představa o velikosti koeficientu přenosu f_k resp. f'_k , jeho závislosti na nastavené přitlačné síle, rovněž jako rozdíl mezi oblastmi stability vymezenými křivkami pro nové a staré napínací kolečko představují nové skutečnosti, jejichž znalost pomůže konstruktérům navrhovat v budoucnu napínací mechanismy vyšších jakostních parametrů.

Zásadní vliv na vlastnosti napínacího mechanismu má úhel sklonu vahadla, na němž záleží velikosti všech sil, namáhání součástí páskovače, síla v pásku i účinnost. Se zvětšujícím se úhlem α síly v napínacím mechanismu a namáhání součástí klesají, síla v pásku a účinnost naopak rostou. Z tohoto důvodu je vhodné, aby úhel sklonu vahadla α byl co možná největší.

Zvětšování úhlu α má však svou hranici, kterou představuje nebezpečí prokluzu napínacího kolečka po pásku při dosažení mezního úhlu α . Úhel sklonu vahadla je třeba volit poněkud menší než je úhel mezní, aby byla zajištěna určitá bezpečnost proti prokluzu při napínání. Naproti tomu bezpečnost proti prokluzu při držení je při zařazení blokovacího členu vyhovující téměř vždy.

Velikost mezního úhlu α závisí na mechanických vlastnostech pásku. Mezní úhly společně s doporučeným úhlem sklonu vahadla α pro mechanismus, který má pracovat s oběma sledovanými pásky a pro hodnocené typy napínacího mechanismu shrnuje tabulka 8.1, která dále uvádí doporučené místo působíště síly blokovacího

členu uloženého na rámu, které je určeno úhlem β .

TABULKA 8.1

		NAPÍNACÍ MECHANISMUS		
		TYP A	TYP B	TYP C
mezny	pásek ČSN	40°	52°	45°
úhel α	pásek ERAPA	35°	46°	39°
doporučený úhel α		30°	40°	35°
doporučený úhel β		$\langle 90^{\circ}-2\alpha, 270^{\circ} \rangle$	$\langle 90^{\circ}-\alpha, 270^{\circ}-\alpha \rangle$	

Co se týká fáze držení, existuje u mechanismu typu A možnost volby úhlu α z intervalu, v němž není nutné použití blokovacího členu, ale takováto volba má negativní dopad na ostatní ukazatele kvality napínacího mechanismu. Při volbě doporučeného úhlu sklonu vahadla α je u mechanismu typu A zařazení blokovacího členu nutností, jeho uchycení na rám nebo na vahadlo se jeví z hlediska bezpečnosti proti prokluzu při držení jako rovnocenné, pokud leží působíště síly od blokovacího členu v doporučeném místě.

Správná funkce mechanismu typu B při držení je podmíněna zařazením blokovacího mechanismu. Jeho uchycení je možné pouze na rámu, působíště síly od blokovacího členu musí být položeno v doporučeném intervalu úhlu β . Uchycení blokovacího členu na vahadle není možné proto, že by v tomto případě u všech v úvahu přicházejících úhlů α byla bezpečnost proti prokluzu při držení trvale nedostatečná z důvodu nízké přitlačné síly.

U mechanismu typu C je rovněž pro fázi držení instalace blokovacího členu nezbytná. Při volbě místa působíště síly v doporučeném intervalu úhlu β je účinek blokovacího členu uchyceného na rámu a na vahadle přibližně rovnocenný.

Pokud jde o porovnání všech tří typů napínacích mechanismů z hlediska síly v pásku, kterou jsou schopny vyvinout, je jednoznačně nejkvalitnější mechanismus typu C. Oproti dvěma zbývajícím je jeho účinnost pro pásek ERAPA zhruba o 15 až 20 % vyšší, pro pásek ČSN pak asi o 25 až 30 %. Této výhody je však dosaženo odlišným funkčním principem mechanismu typu C.

Porovnání napínacích mechanismů typů A a B vyznívá ve prospěch mechanismu typu A. Při doporučeném úhlu sklonu vaha-

dla α , tedy pro 30° u typu A a 40° u typu B, vyvíjí při stejné síle na napínací páce mechanismus typu A větší sílu v pásku než mechanismus typu B a to asi o 10 % v případě pásku ČSN a o 5 % u pásku ERAPA; odpovídající nárůst účinnosti činí 4 %, resp. 2 %.

Uložení napínacího kolečka u těchto dvou mechanismů bylo letmo, čímž narůstal v souladu se závěry kapitoly 4 koeficient čepového tření. Při oboustranném uložení čepů kolečka ve vaha-dle by došlo k poklesu třecího momentu, což by se projevilo příznivě v nárůstu účinnosti a síly v pásku.

Uváděné výsledky byly získány za předpokladu, že geometrické rozměry všech tří napínacích mechanismů jsou stejné, rovněž tak stejné byly i síly přitlačných pružin.

Teoretická část v kapitole 4 byla zpracována pro objasnění výpočtu momentu čepového tření čepu uloženého v náboji s malou vůlí při zatížení excentrickou silou, jak je tomu u uložení napínacích koleček na hřídelích napínacích mechanismů typu A a B. Výsledky shrnuté v tabulce 4.5 se dají použít v řadě případů při výpočtech uzlů strojních celků.

Uvedené průběhy tlaků a poměrně rychlá metoda určení tlakového maxima se dají využít při pevnostních kontrolách ok táhel a ojníc, kloubových řetězů, kladek a v řadě dalších případů.

8.2 Konkrétní závěry pro realizaci ve společenské praxi a další rozvoj vědy

Výsledky uvedené v práci jsou, spolu s vytvořenými programy, bezprostředním návodem jak hodnotit konstrukci napínacího mechanismu již vyráběných páskovačů a jak postupovat při návrhu napínacích mechanismů nových. Pro dosažení vyšších jakostních ukazatelů napínacího mechanismu se nabízí několik možností.

Jak bylo uvedeno, síla v pásku, jakož i účinnost závisejí značnou měrou na koeficientu tření mezi pásky. Kvalita páskování i fyzické úsilí obsluhy při práci nezávisí pouze na výrobcích páskovačů, ale i na výrobcích pásů. Pásek se snižetelným koeficientem tření není zatím na našem trhu dostupný. Někteří uživatelé by byli možná ochotni zaplatit vyšší cenu za kvalitnější pásek, pokud by ho tuzemský výrobce nabízel.

Důležitou roli pro funkci napínacího mechanismu hraje koeficient přenosu tečné síly z napínacího kolečka na pásek, který se mění v průběhu doby v závislosti na stupni otupení ostří zubů. Vzhledem k tomu, že pásek ERAPA vykazuje vyšší tvrdost, je třeba věnovat volbě materiálu a tepelnému zpracování kolečka značnou pozornost, aby pokles vlastností mechanismu s časem byl pokud možno co nejmenší. Splnění tohoto požadavku by s odbornou pomocí a s využitím moderních metod tepelného zpracování, např. nitridačních, nemuselo být neschůdné.

Jinou cestou ke zvýšení koeficientu přenosu tečné síly z napínacího kolečka na pásek je teoretické odvození tvaru, rozteče a rozmístění zubů po obvodu kolečka s ohledem na dosažení co možná největší stykové plochy mezi páskem a zuby kolečka. Teoretické odvození lze nahradit i řadou experimentů s napínacími kolečky se zuby různých tvarů, případně kombinací obou metod. V případě, že by tato činnost přinesla výsledky, rozšířila by se oblast stability a mohl by se zvětšit úhel sklonu vahadla α .

Oblast stability z obr. 3.5 a 3.7 je pro každý profil pásku jiná, i když mezní křivky mají obdobný charakter. Při podrobném proměření všech dostupných pásků různých profilů se stejným napínacím kolečkem se získá sada různých mezních křivek, pro něž by se patrně našel způsob popisu společnou rovnicí. Tím by se získaly nové poznatky o koeficientu přenosu tečné síly a zároveň by se zjednodušily programy pro výpočet na osobním počítači.

Zajímavá je i otázka, zda se změni mezní křivka při jiném uspořádání měření, kdy by se mezná obvodová síla zjišťovala sice při stejném jmenovitém přitlaku, jako tomu bylo v kapitole 3, ale po předchozím zatížení na dohodnutý vyšší přitlak a po následném odlehčení na přitlak jmenovitý.

U výsledků kapitoly 4, shrnutých v tabulce 4.5 je v literatuře uváděn vztah pro výpočet čepového tření pro případ konstantní jednotkové liniové síly, včetně hodnot a průběhu přídatného koeficientu tření k_f . Vztahy pro případ zatížení vnějším ohybovým momentem a excentrickou silou jsou původní.

Výpočet momentu čepového tření podle posledního vztahu v přibližné verzi byl zařazen do programu pro zjišťování vlastností napínacího mechanismu jak pro napínání, tak i při držení.

Výsledky výpočtu ukázaly, že mechanismus typu A je samosvorný přibližně do úhlu sklonu vahadla $\alpha = 20^0$. Toto konstatování je v naprosté shodě s dlouhodobými zkušenostmi pracovníků Kovopodniku Holice, čímž se nepřímou prokazuje správnost vztahů z tabulky 4.5. Nicméně ověření vztahů zkouškami v dobře vybavené laboratoři by mohlo celou teorii před publikováním širší technické veřejnosti podpořit.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- /1/ TIMOŠENKO, S.P.: Teorija uprugosti, 1937
- /2/ ŠTAJERMAN, I.J.: Kontaktnaja zadača teorii uprugosti, Gostechizdat, 1949
- /3/ ALEXANDROV, V.M. - MCHITARJAN, C.M.: Kontaktnyje zadači dlja těl s tonkimi pokrytijami i proslojkami, Nauka, 1983
- /4/ POPOV, G.J.: Koncentracija uprugich naprjaženij vozle štam-pov, razrezov tonkich vključenij i podkreplenij, Nauka, 1982
- /5/ PATON, E.O. - GORBUNOV, B.H.: Stalnyje mosty, díl 2, Kijev, 1931
- /6/ PONOMAREV, C.D.: Rasčoty na pročnost v mašinostrojenii, díl 2, Mašgiz, 1958
- /7/ ALEXANDROV, V.M. - ROMALIS, B.L.: Kontaktnyje zadači v ma-šinostrojenii, Mašinostrojenie, 1986
- /8/ NIEMAN, G.: Maschinenelemente II., Springer-Verlag, 1965
- /9/ OLEHLA, M. - OLEHLA, J.: Basic, VŠST Liberec, 1986

PŘEHLED OZNAČENÍ

b	/m/	šíře náboje
c	/m/	vzdálenost výslednice od čela náboje
d	/m/	průměr
d_k	/1/	součinitel tlaku v k-tém úseku φ_0
d_1	/1/	součinitel maximálního tlaku
d_{1c}	/1/	součinitel maximálního tlaku na čele náboje
d_{1x}	/1/	součinitel maximálního tlaku v místě daném souřadnicí x
E_1	/Nm ⁻² /	modul pružnosti materiálu čepu
E_2	/Nm ⁻² /	modul pružnosti materiálu náboje
e	/m/	excentricita zatěžující síly
F_k	/N/	mezná obvodová síla při prokluzu napínacího po nehybném pásku
F'_k	/N/	mezná obvodová síla při prokluzu pásku po nehybném napínacím kolečku
F_{km}	/N/	mezná síla při napínání
F'_{km}	/N/	mezná síla při držení
$F(k)$		funkce proměnné k
F_l	/Nm ⁻¹ /	jednotková liniová síla
F_{lw}	/Nm ⁻¹ /	jednotková liniová síla v místě daném souřadnicí w
F_{lx}	/Nm ⁻¹ /	jednotková liniová síla v místě daném souřadnicí x
F_p	/N/	pevnost pásku
F_3	/N/	síla v pásku
F_4	/N/	obvodová síla na opěrném kolečku
F_5	/N/	síla na napínací páce
F_6	/N/	síla blokovacího členu
F_8	/N/	síla pružiny
f	/1/	koefficient tření rovinných ploch
$f_{\check{c}}$	/1/	koefficient čepového tření
f_k	/1/	koefficient přenosu obvodové síly z napínacího kolečka na pásek
f'_k	/1/	koefficient přenosu obvodové síly z pásku na napínací kolečko
$f(k)$		funkce proměnné k

f_m	/1/	koeficient tření mezi páskem a matricí
f_p	/1/	koeficient tření mezi pásky
i	/1/	celočíslná proměnná
k	/1/	celočíslná proměnná
k_d	/1/	bezpečnost proti prokluzu při držení
k_f	/1/	přídavný koeficient tření při zatížení čepu
		konstantní jednotkovou liniovou silou
k_{fx}	/1/	přídavný koeficient tření v místě daném souřadnicí x
k_M	/1/	přídavný koeficient tření při zatížení čepu
		vnějším ohybovým momentem
k_p	/1/	bezpečnost proti prokluzu při napínání
k_s	/1/	koeficient sezení
k_{φ_0}	/1/	hodnota charakterizující úhel φ_0
$k_{\varphi_{ox}}$	/1/	hodnota charakterizující úhel φ_{ox}
l	/1/	celočíslná proměnná
M	/N/	jednotkový třecí moment
M_c	/Nm/	moment čepového tření
M_j	/N/	vnější jednotkový ohybový moment
M_k	/Nm/	krouticí moment
M_v	/Nm/	vnější ohybový moment
$m_{\varphi_{oc}}$	/1/	hodnota charakterizující úhel φ_{oc}
N	/N/	přítlačná síla, přítlak
N_0	/N/	přítlačná síla vyvolaná pružinou po přistavení napínacího kolečka k pásku
n	/1/	celočíslná konstanta
P	/N/	výslednice elementárních sil v dotykové ploše
p_k	/Nm ⁻² /	velikost tlaku v k -tém úseku úhlu φ_0
p_1	/Nm ⁻² /	maximální tlak; velikost tlaku v prvním úseku úhlu φ_0
p_{1c}	/Nm ⁻² /	maximální tlak na čele náboje
p_{1w}	/Nm ⁻² /	maximální tlak v místě daném souřadnicí w
p_{1x}	/Nm ⁻² /	maximální tlak v místě daném souřadnicí x
$p(\varphi)$	/Nm ⁻² /	tlak v místě daném úhlem
Q	/Nm ⁻¹ /	jednotková výslednice elementárních sil v dotykové ploše
q_k	/1/	pomocná hodnota výpočtu v k -tém úseku úhlu φ_0
r	/m/	jmenovitý poloměr čepu a díry náboje
r_1	/m/	poloměr čepu

r_1	/m/	poloměr napínacího kolečka
r_2	/m/	poloměr díry v náboji
r_2	/m/	poloměr vahadla
r_4	/m/	poloměr opěrného kolečka
r_5	/m/	délka napínací páky
r_6	/m/	poloměr působíště síly blokovacího členu
r_7	/m/	poloměr hřídele napínacího kolečka
r_8	/m/	poloměr působíště síly pružiny
r_9	/m/	poloměr hřídele opěrného kolečka
s	/m/	délka dotykové plochy, délka sezení
T_k	/N/	obvodová, tečná síla na napínacím kolečku
T_{k0}	/N/	tečná síla vyvolaná pružinou po přistavení napínacího kolečka k pásku
T_m	/N/	třecí síla mezi páskem a matricí
T_p	/N/	třecí síla mezi pásky
u_{1r}	/m/	radiální deformace povrchového bodu čepu
u_{2r}	/m/	radiální deformace povrchového bodu díry náboje
v_r	/m/	relativní vůle
w	/m/	délková souřadnice
x	/1/	bezrozměrná délková souřadnice
z	/1/	n-tý díl koeficientu sezení
Δ	/m/	oddálení středů čepu a díry
Δ	$^{\circ}$ /	úhel sklonu vahadla
β	$^{\circ}$ /	úhel umístění působíště blokovacího členu
δ	$^{\circ}$ /	úhel směru síly pružiny
δ	$^{\circ}$ /	úhel polohy napínací páky
δ_k		funkce proměnné k
ε	/m/	rozdíl poloměrů díry náboje a čepu
η	/%/	účinnost
ϑ	/rad/	n-tý díl úhlu φ_0
$\tilde{\lambda}_1$	$/N^{-1}m^2/$	materiálová konstanta čepu
$\tilde{\lambda}_2$	$/N^{-1}m^2/$	materiálová konstanta náboje
$\mathcal{H}_1$	$/N^{-1}m^2/$	materiálová konstanta čepu
$\mathcal{H}_2$	$/N^{-1}m^2/$	materiálová konstanta náboje
μ_1	/1/	Poissonova konstanta náboje
μ_2	/1/	Poissonova konstanta náboje
φ	/rad/	úhel vyznačující polohu povrchového bodu čepu nebo náboje

φ'	/rad/	úhlová proměnná
φ_0	/rad/	úhel vyznačující velikost dotykové plochy čepu a náboje
φ_{oc}	/rad/	úhel vyznačující velikost dotykové plochy na čele náboje
φ_{ox}	/rad/	úhel vyznačující velikost dotykové plochy v místě daném souřadnicí x
Δ_k		funkce proměnné k