

DIPLOMNÍ ÚKOL

Františka E G R T A

pro

odbor

konstrukce textilních strojů

Protože jste splnil požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomní úkol:

Název tématu:

Přírazový mechanismus skřipcového stavu.

Pokyny pro vypracování:

- 1/ Proveďte syntézu kloubového přírazového mechanismu skřipcového stavu s klidovou dobou v oblasti prohozu skřipce a se zrychleným pohybem bidla z přírazové do prohozní polohy.
- 2/ Proveďte rozbor možných struktur kloubových mechanismů pro realizaci předepsaného úkolu. Vyhledejte nejvhodnější strukturu. Proveďte geometrickou syntézu optimální struktury se zřetelem na disposiční požadavky dané koncepcí u nás vyvíjeného skřipcového stavu.
- 3/ Konstrukčně propracujte navržený přírazový mechanismus a doprovodte dílenskými výkresy hlavních částí mechanismu.
- 4/ Navržený mechanismus posuďte se zřetelem na dynamické poměry.

Autorita: prof. Ing. J. Sedláček, MŠK pro státní
závěrečné zkoušky, 737/62-III/2 ze dne
13. čer. 1968, MŠK XLI, sešit 24 ze dne
31. 8. 1968 § 14, zákona č. 115/1968 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
LIBEREC
Katedra konstrukce strojů

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: cca 40 stran strojopisu

Seznam odborné literatury:

Charvát - Syntéza mechanismů
" - Systematická klasifikace bidla tkacího stavu - sborník.
Talavášek - Konstrukce textilních strojů - tkací stavy.
" - Nová technika v tkalcovnách - SNTL 1966.

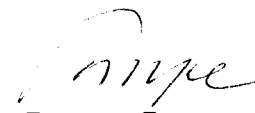
Vedoucí diplomní práce: Prof. Ing. F. Pompe

Konsultanti: Doc. Ing. Jaroslav Charvát

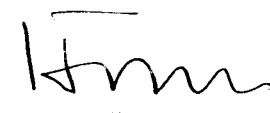
Datum zahájení diplomní práce: prosinec 1967

Datum odevzdání diplomní práce:

L. S.


Prof. Ing. F. Pompe

Vedoucí katedry


Prof. Ing. C. Höschl

Děkan

v Liberci dne 15.12.1967

196

VŠST Liberec	Místopřísežné prohlášení	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci 16.6.1968.

František Egert
Egert František

VŠST Liberec	Přírazový mechanismus skřípcového stavu	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP

O B S A H

1) Úvod	1 - 4
2) Požadavky na klidové mechanismy	5 - 8
3) Vyhledání vhodné struktury mechanismu	9 - 12
4) Volba struktury mechanismu	13 - 14
5) Konstrukce mechanismu I	15 - 18
6) Konstrukce mechanismu II	19 - 21
7) Posouzení mechanismu z hlediska přenosu síl	22 - 24
8) Kinematika mechanismu	25 - 29
9) Dynamické řešení	30 - 34
10) Konstrukční provedení	35
11) Pevnostní výpočet	36 - 42
12) Závěr	43
13) Použitá literatura	44
14) Seznam příloh a výkresů	45

VŠST Liberec	Úvod	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	1

Úvod.

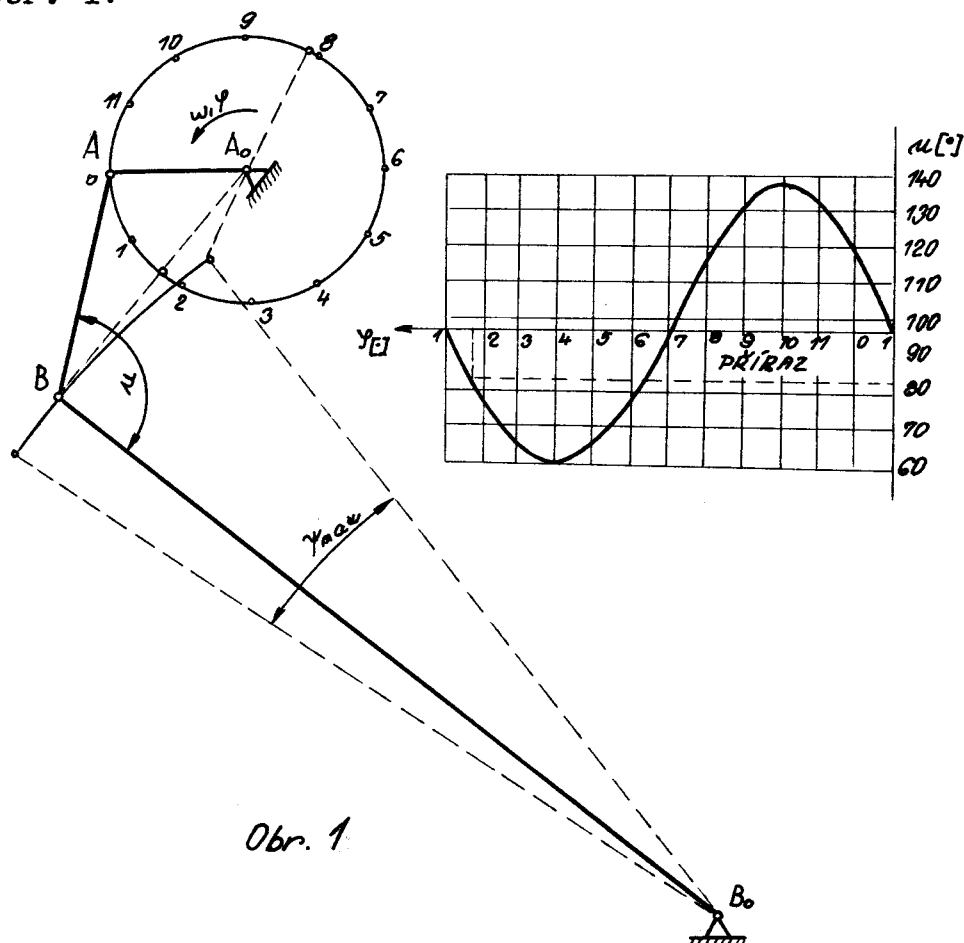
V současnosti se stále ještě používá pro tvorbu tkaniny původního a tradičního čtyřčlenného přírazového mechanismu. Postupně se jeho vývoj zdokonaluje; zdokonaluje se také technologie výroby tkaniny. S rostoucí šířkou stavu je nutné prodlužovat klidovou polohu bidla na úkor doby pro pohyb bidla do přírazu a zpět. Pokud je tento vratný pohyb bidla symetrickým, stává se, že čas, potřebný pro zabrzdění a zpětný rozběh přírazového mechanismu, je krátký a zatká se i chybně prohozený útek. Aby se předešlo těmto chybám ve taknině, snažíme se o nesymetrii průběhu zdvihu bidla v závislosti na úhlu φ pootočení kliky. Rychlost zanášení útku je však také omezena pevností útku.

Požadavek klidu bidla lze vysvětlit na člunkovém stavu. Vhodným aspořádáním je možné dosáhnout u čtyřkloubového mechanismu přibližného klidu bidla až po dobu $1/16$ otáčky klikového hřídele. Jelikož však útek potřebuje k prolétnutí osnovou dobu podstatně větší, prolétá převážně na pohybujícím se bidle. Dynamická síla příslušná unášivému pohybu bidla přitlačuje člunek k paprsku. To má za následek snižování rychlosti člunku a zvýšené opotřebování člunku a paprsku.

Klid bidla v poloze prohozu dává např. možnost konstrukce stavu se stabilními člunečníky, které jsou vhodné pro tkaní s člunkovou záměnou. Stabilní člunečníky mohou být u takového stavu, u něhož klidová doba bidla je větší než doba, příslušná průletu člunku prošlupem.

Tyto a ještě jiné vlastnosti nutí konstruktéry tkalcovských stavů konstruovat přírazné mechanismy s výše uvedenými vlastnostmi i u stavů, kde se zanášení útku děje jinými nosnými prvky - např. skřipcem nebo jehlou, resp. vzduchem nebo kapalinou. Tím se dostáváme ke skřipcovému stavu, u něhož bude nutno provést konstrukční návrh použitého mechanismu.

Původní uspořádání v konstrukčním schématu je na obr. 1:



Obr. 1

Klika (2) je vytvořena jako excentr na klikovém hřídeli, který je poháněn od hlavního hřídele náhonu stavu přes jednostupňovou převodovku s čelním soukolím. Krátká ojnice (3) zajišťující nám co možná největší

VŠST Liberec	Úvod	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 3

klidovou dobu, koná obecný pohyb a vykyvuje bidlo o úhel $19,5^\circ$. Tento úhel je potřebný pro dosažení výchylky 100 mm v rovině prošlupu. Prohozní válec i se skříňkami pro skřípec jsou na bidle a s ním se pohybují. Bidlo nezůstává v prohozní poloze v klidu. V přírazné poloze je nutná tuhost celého mechanismu, neboť odpor tkaniny zde dosahuje maximální hodnoty. Neplynulost pohybu v této poloze má nepříznivý vliv na kvalitu tkaniny. Na tyto požadavky mají vliv i transformační úhly, které by měly mít svoji optimální hodnotu právě v přírazné poloze mechanismu. Průběh transformačního úhlu je zakreslen rovněž v obrázku č. 1.

Současný světový vývoj tkalcovských stavů (bez zřetele na zpracovávaný materiál a sortiment zboží) probíhá převážně v oblasti hlavních funkčních mechanismů, t.j. prohozního, přírazového, prošlupního a regulátorů.

Dnes používáme přírazové mechanismy jen převážně čtyřčlenné a šestičlenné. Čtyřčlenné mechanismy jsou jednoduché výrobně a splňují z části požadavky na ně kladené. U některých zahraničních stavů se používá pro splnění druhého požadavku zvláštního nárazového brzdícího ústrojí. Dále pak je možné dosáhnout přesného klidu bidla pomocí vačky, jak je tomu u tkalcovského stavu Sulzer. Vačkové systémy jsou výhodné pro svoji možnost vhodného umístění na stavu a pro svoji velikost. Výhodné jsou zvláště tehdy, má-li výrobce k dispozici kvalitní vačky, jak po stránce mate-

riální, tak i výrobní. Jedním z navrhovaných přírazových mechanismů je mechanismus s náhonem z hlavního hřídele pomocí neokrouhlých ozubených kol. Avšak tyto pohony bidla jsou nevhodné a z hlediska technologického, t.j. rychle vytloukání materiálů vlivem rázů, stejně tak, jako veliká hlučnost. Lze však užít mechanismy s použitím planetového soukolí s čelními ozubenými koly.

Posledním typem dnes užívaných pohonů bidla, jsou mechanismy šestičlenné. Jimi lze realizovat klidovou polohu v oblasti prohozu, stejně tak i nesymetričnost průběhu zdvihu. Jsou však na ně kladeny větší nároky jednak co do namáhání jednotlivých členů mechanismu, stejně tak co do velikosti celého mechanismu, volby úložných bodů na rámu stroje a zachování žádaných parametrů stroje. Tyto požadavky činí úlohu konstrukce vhodného mechanismu mnohdy přeuročenou, řešení se stává obtížné a v některých případech i konstrukčně neřešitelné.

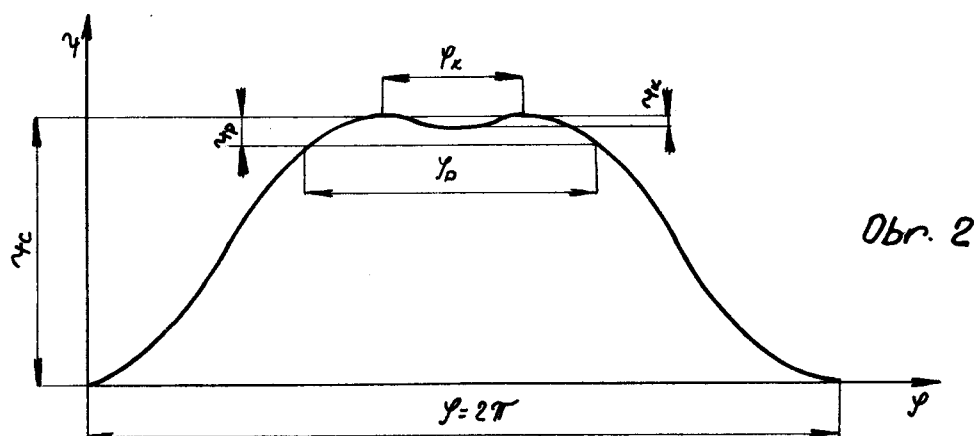
Pro studium vyhovujících mechanismů je možné použít dvě základní varianty syntézy stavby mechanismů. Teoretickou podstatou první varianty šestičlenného kloubového mechanismu je aproximace trajektorie vhodného bodu těhlice náhradního mechanismu kruhovými oblouky. Podstatou druhé varianty je dvojnásobné dosažení prohozní polohy bidla v období průletu útku prošlupem osnovy, při čemž bidlo vykývá o úhel $\gamma_k \leq \gamma_c$, kde γ_c je celková výchylka bidla.

V našem návrhu byla použita první varianta. Pro přiblížení se k dané struktuře pak metody dvou soumžných (infinitesimálních) poloh členů mechanismu.

VŠST Liberec	Požadavky na klidové mechanismy	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	5

Požadavky na klidové mechanismy.

Jedním z nejdůležitějších znaků přírazového mechanismu tkacích stavů je přibližný klid bidla v oblasti prohozu útku prošlupem osnovy. Mechanismus je v této poloze charakterisován velikostí úhlu φ_k pootočení klikového hřídele, ke kterému přísluší velikost úhlu ψ_k výkyvu bidla v prohozní poloze (obr.2) [1].



Jestliže označíme φ_p úhel pootočení klikového hřídele v oblasti prohozu a úhel ψ_p jako největší výchylku bidla v prohozní poloze, potom musí platit: $\varphi_k \leq \varphi_p$, $\psi_k \leq \psi_p$. V případě, kdy $\varphi_k = \varphi_p$, $\psi_k \approx 0$ po tom i $\psi_k \approx 0$ budou nejvýhodnější podmínky prohozu.

Prohozní úhel φ_p závisí na rychloběžnosti, prohazované šířce stavu a na rychlosti a její ztrátě nosného elementu během letu prošlupem. Přípustná hodnota úhlu ψ_p , vyjadřujícího rušivý pohyb bidla v oblasti prohozu, závisí na světlosti, způsobu vytváření prošlupu a rušivém pohybu listů během prohozu. Tato hodnota se pohybuje obvykle kolem hodnoty $0,05 \psi_c$, kde ψ_c je výchylka bidla. Velikost úhlů φ_p si můžeme odvodit:

VŠST Liberec	Požadavky na klidové mechanismy	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	6

Mějme: L ... celkovou prohazovanou délku v m

φ_p ... úhel pootočení kliky bidla během prohozu
ve stupních

v ... prohozní rychlost m/sec. (počáteční)

n ... otáčky stavu za minutu

t_p ... doba průletu útku ve vteřinách

Pro prohazovanou délku platí: $L = v \cdot t_p$

Vyjádříme-li dobu průletu na otáčkách a úhlu φ_p , platí:

$$t_p = \frac{\varphi_p}{360} \frac{60}{n} = \frac{\varphi_p}{6n}$$

Po dosazení dostaneme:

$$L = \frac{\varphi_p \cdot v}{6n}$$

Odtud

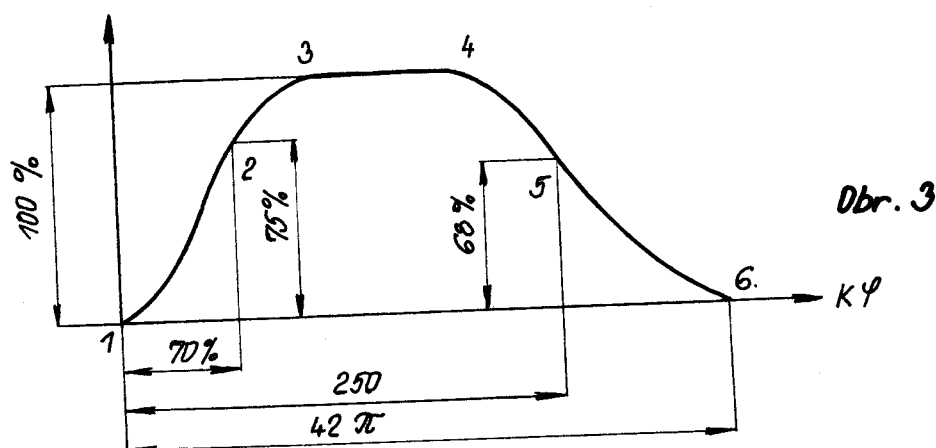
$$\varphi_p = \frac{6Ln}{v}$$

Vidíme, že při dané prohozní rychlosti v a délce L je možné zvýšit otáčky stavu zvětšením úhlu φ_p , t.j. zvětšit úhel prohozu hlavního hřídele. U skřipcového stavu této konstrukce je prohozní mechanismus přímo na bidle; vztahy výše uvedené nejsou zcela správné, protože prohozní rychlost je funkcí třecí síly, která vzniká při rušivém pohybu bidla během prohozu útku prošlupem osnova.

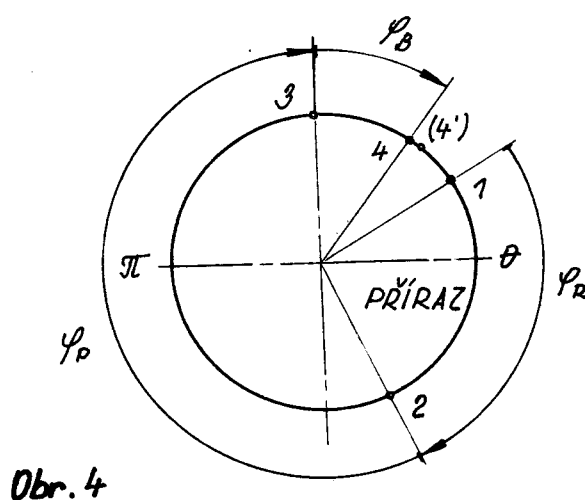
Dalším požadavkem na náš přírazový mechanismus je nesymetričnost průběhu zdvihu bidla. Tato byla již předem udána VÚTS, Liberec [2]. Z tohoto grafického vyjádření byly získány jednotlivé polohy a jím přidružené úhly pootočení kliky a výkyvu bidla (obr.3).

Požadavek nesymetričnosti lze vysvětlit na kruhovém diagramu stavu. Celou činnost během jedné otáčky kliky můžeme rozdělit na tři fáze: rozběh stavu, normální

VŠST Liberec	Požadavky na klidové mechanismy	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	7



provoz a zastavení. Na obr.4 jsou znázorněny některé činnosti pohonných mechanismů. Úhel φ_R představuje pootočení kliky hnacího hřídele, potřebné pro rozběh do plné rychlosti. Úhel φ_P je úhlem pracovním, ve kterém probíhá prohoz útku osnovou. φ_B je brzdící dráha zastavení stavu, znázorněná v kruhovém diagramu. Brzdný úhel je malý a představuje asi 1/24 otáčky hlavního hřídele.



Vzhledem k velikým dynamickým silám při brzdění by bylo vhodné posunout bod (4) do bodu (4'), stejně tak dodržet určitý čas resp.dráhu, potřebnou na získání dostatečné rychlosti pro příraz stavu. Dělení kruhu ve stupních je provedeno ve smyslu otá-

čení hlavního hřídele stavu. Platí: $\varphi = \omega t$

VŠST Liberec	Požadavky na klidové mechanismy	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	8

Kde ω ... obvodová rychlost klikového hřídele

φ ... úhel pootočení hřídele pro danou činnost
v kruhovém diagramu

t ... čas příslušný dráze v kruhovém diagramu

Pro další návrh šestičlenného mechanismu bylo použito pěti diskrétních bodů. Během návrhu potom bylo zkoumáno, prochází-li graf zdvihové závislosti těmito body. Pro složitost daného úkolu nebylo možno vždy tyto hodnoty splnit.

VŠST Liberec	Vyhledání vhodné struktury mechanismu	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 9

Při vyhledávání vhodného typu mechanismu pro předepsanou funkci používáme s výhodou metody srovnávání a metody systematické klasifikace mechanismů. [3]

Východiskem srovnávací metody je porovnávání funkčních mechanismů, v nichž můžeme vyznačit společné znaky jako jsou: počet členů a složení mechanismu, počet a druh kinematického spojení členů, uložení mechanismu na rámu, počet a uspořádání pracovních členů, stejně tak i uspořádání hnacího členu a základní funkční vlastnosti [4]. Mechanismy jsou znázorněny v kinematických řetězcích, v nichž vyznačujeme hnací člen a člen pracovní, t.j. hnáný.

Při metodě systematické klasifikace vycházíme z mechanismu (základního mechanismu), který je doposud používán nebo přichází v úvahu pro realizaci dané funkce. Cílem takového postupu je získat všechna možná alternativní řešení mechanismů.

Metodu systematické klasifikace použijeme i pro náš případ hledání přírazového nesymetrického mechanismu. Základním mechanismem nám bude šestičlenný kloubový mechanismus, u něhož jeden člen tvoří bidlo. Vezmeme-li v úvahu, že šestičlenný mechanismus vznikl z mechanismu čtyřkloubového připojením binární skupiny 5,6, zjišťujeme, že jednotlivé alternativy vycházejí ze čtyř základních typů kinematických řetězců.

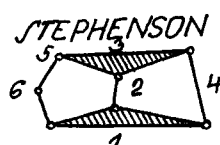
- 1) Stephensonův řetězec - dva ternární členy jsou spojeny jednoduchým řetězcem
- 2) Wattův řetězec - oba ternární členy jsou sousední

VŠST Liberec	Vyhledání vhodné struktury mechanismu	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 10

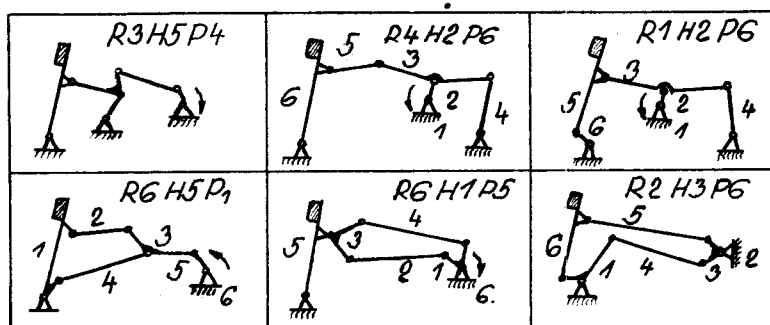
3) řetězce s jedním ternárním členem a jedním dvojným bodem

4) řetězce se dvěma dvojnými body.

Výchozím znakem systematické klasifikace nám bude uspořádání hnacího členu H , členu pracovního (bidla) P a členu R , jímž je mechanismus upevněn na rámu. Odvodíme všechny možné alternativy z podmínky, že maximálně jeden z členů H, P, R , může být ternárním členem. Vyjdeme ze Stephansonova kinematického řetězce (obr.5).



Obr. 5



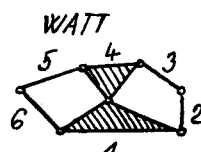
Předpokládejme nejprve, že rámem R je ternární člen 1, potom dostáváme dvě řešení, a to $R1H2P6$ a $R1H2P5$. V prvním případě je bidlo uloženo na rámu, v druhém koná obecný pohyb. Objevuje se zde proto jiný klasifikační znak.

Zvolíme-li rámem ternární člen 3, dostaneme ještě jednu alternativu $R3H5P4$. Je-li ternární člen rámem, nemůže být ternárním členem ani pracovní člen. Proto nelze získat další kombinace mechanismů.

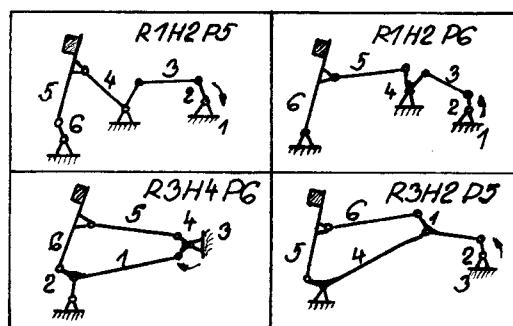
Stejným postupem získáme další alternativní uspořádání, bude-li ternární člen hnacím členem: $R6H1P5$, $R2H3P6$. V případě, že je ternárním členem bidlo, dostaneme

jediné řešení $R6H5P1$. Tento mechanismus je prakticky otočný mechanismus $R6H1P5$, kde $H5 \equiv P5$, $P1 \equiv H1$.

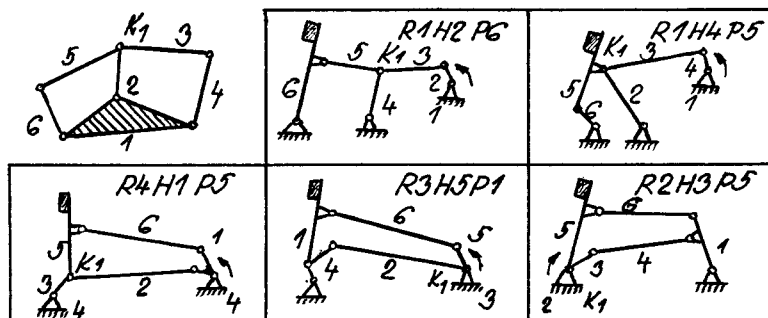
Dalším kinematickým řetězcem je kinematický řetězec Wattův (obr.6).



Obr. 6



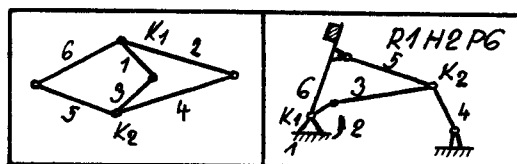
Je-li rám ternárním členem, dostáváme dvě alternativy a to $R1H2P6$ a $R1H2P5$. Alternativu $R3H4P6$ dostaneme, je-li hnací člen ternární. U mechanismu odvozeného z Wattova řetězce, nemůže být bidlo ternárním členem. Existuje však alternativa $R3H2P5$, kde žádný ze členů R, H, P není ternární. Třetím základním řetězcem je kinematický řetězec s jedním dvojným kloubem (označen K_1) a dvěma dvojnými klouby (obr.7).



Obr. 7

V tomto případě získáváme pět možných alternativ mechanismů. Jako poslední možný řetězec je kinematický řetězec se dvěma dvojnými klouby K_1, K_2 (obr.8).

Obr. 8



V tomto případě je možné získat pouze jedno řešení. Metoda systematické klasifikace nám tak umožňuje získat množství mechanismů jistých uspořádání, které vyhovuje přírazu útku do tkaniny.

VŠST Liberec	Volba struktury mechanismu	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 13

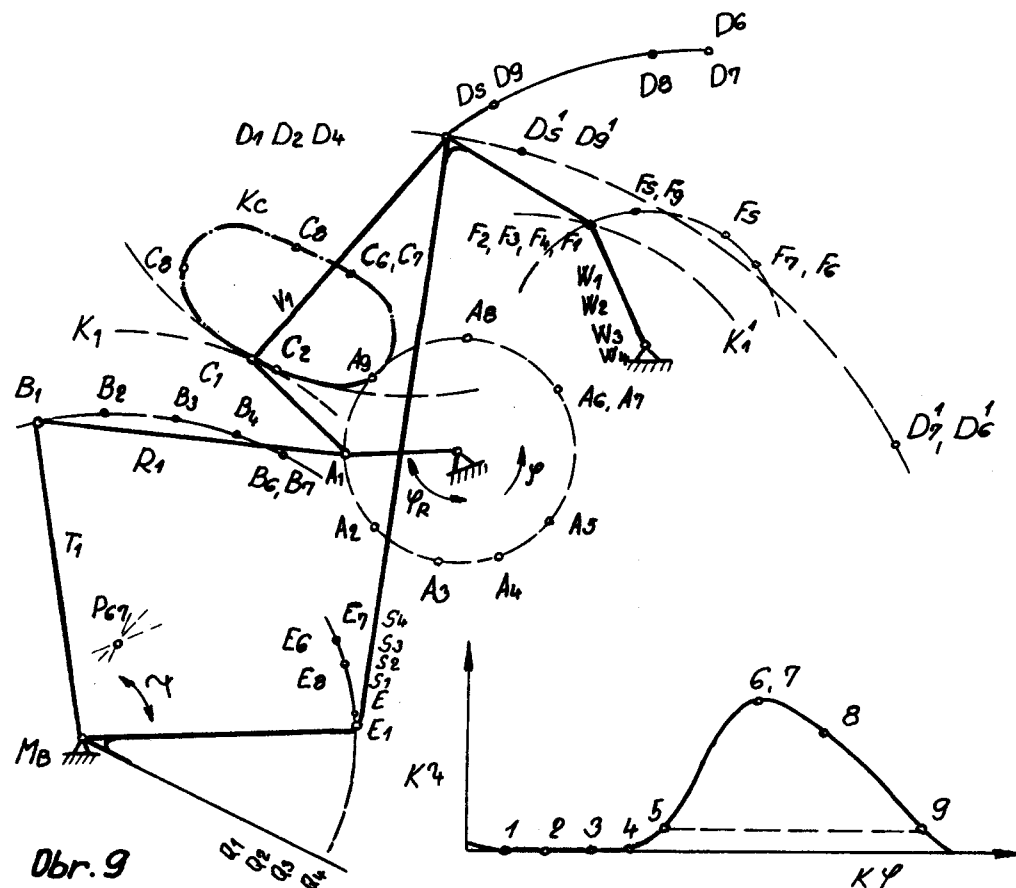
Volba struktury mechanismu.

Jak již bylo dříve uvedeno, pro realizaci požadavků na přírazový mechanismus je možné najít řadu mechanismů.

Základním mechanismem, z něhož lze další vícečlenné mechanismy odvodit je mechanismus čtyřčlenný. U tohoto použitím klikovahadlového centrického mechanismu s krátkou ojnicí můžeme docílit přibližného klidu bidla. Mechanismus bidla nebývá však centrickým a je navrhován tak, aby vrchol zdvihu ležel na $\varphi \approx 180^\circ$. Tím se docílí prodloužení času k zanesení útku a jisté nesymetrie, která u tohoto způsobu není pronikavá.

Pro náš případ je možné ze čtyř základních typů kinematických řetězců vyhledat několik šestičlenných mechanismů. Studium jednotlivých typů dojdeme k závěru, že pro realizaci nesymetrie zdvihu bidla jsou nejvhodnější mechanismy, které obsahují alespoň jeden ternární člen. Tímto členem může být jak člen hnací, tak i člen hnáný. V našem případě se jeví jako nejvhodnější co do konstrukčního uspořádání, dále pak tuhosti mechanismu v přírazné poloze a prostoru pro celý mechanismus alternativa **RG H1P5**. Mechanismus je odvozen z první typy, t.j. ze Stephensonova mechanismu (obr.5). Záměnou členů **P5** za člen **H5** a členu **H1** za **P1** (tedy otočením celého mechanismu) obdržíme další alternativu z téhož kinematického řetězce **RGH5P1**. Mechanismus **RGH5P1** však nemá tak jednoznačnou konstrukci vzhledem k tomu, že jím lze uskutečnit celou škálu zdvihových závislostí už při nepatrně odlišné struktuře mechanismu.

Dalším možným typem mechanismu pro realizaci předepsané zdvihové závislosti je mechanismus osmičlenný (obr.9), který vzniká připojením další binární skupiny 7,8, k mechanismu šestičlennému. Řešení takovýchto vícečlenných mechanismů je náročné jak po stránce konstrukce mechanismu, tak pro jeho umístění ve stroji.



Obr. 9

Pro realizaci předepsaných požadavků však postačují mechanismy šestičlenné. Jsou výhodné i po stránce konstrukční a vhodného umístění ve stavu.

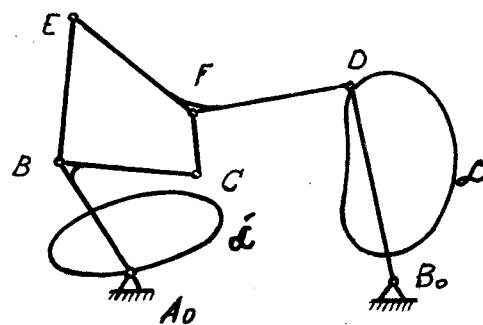
VŠST Liberec	Konstrukce mechanismu	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 15

Konstrukce mechanismu I.

Netypickým mechanismem, uskutečňujícím dané požadavky, se jeví mechanismus odvozený ze Stephensonova kinematického řetězce, který má dva ternární členy. Jedná se o šestičlenný mechanismus typu *RGHRS*, t.j. hnacím členem je ternární člen 1, pracovní člen 5 (bidlo) a rámem člen 6 (obr.5).

Pro posouzení daného mechanismu z hlediska pohybu je nutné provést rozbor celého mechanismu s ohledem na požadovaný pohyb v celém rozsahu otáčky kliky. Za jistých poměrů jednotlivých rozměrů by mohlo dojít k roztržení nebo blokování celého mechanismu. Závislost jednotlivých délek členů by bylo možné vyjádřit jako funkci pootočení hnacího a hnaného členu. Vazby jednotlivých stran by bylo potom nutné vyjádřit v závislosti na pootočení kliky. Vazbové závislosti jsou matematicky náročné, proto bylo od této metody upuštěno.

Výhodnější metodou pro posuzování takovýchto "dvojbodových" mechanismů [5] je kinematická záměna mechanismu za náhradní vačkový mechanismus (obr.9).



Obr. 9

Náhradní mechanismus musí být potom otočný v úhlu 360, aby se tak docílilo opětného navrácení do původní polohy. Vačku, resp. relativní křivku $\mathcal{L}$ tvoří trajektorie bodu D těchto čtyřčlenného mechanismu *CDEF*. Tato sku-

tečnost musí být při všech dalších úvahách u tohoto mechanismu bezpodmínečně respektována. Je-li tato podmínka splněna, potom pootočení φ_0 ternárního hnaného členu odpovídá příslušný výkyv ψ_0 bidla.

Aby byla splněna podmínka otáčení čtyřčlenného mechanismu v celém rozsahu je třeba, aby byl tento dvojklikový. Označíme-li si strany čtyřúhelníku a, b, c, d předpokládáme, že platí:

$$a < b < c < d$$

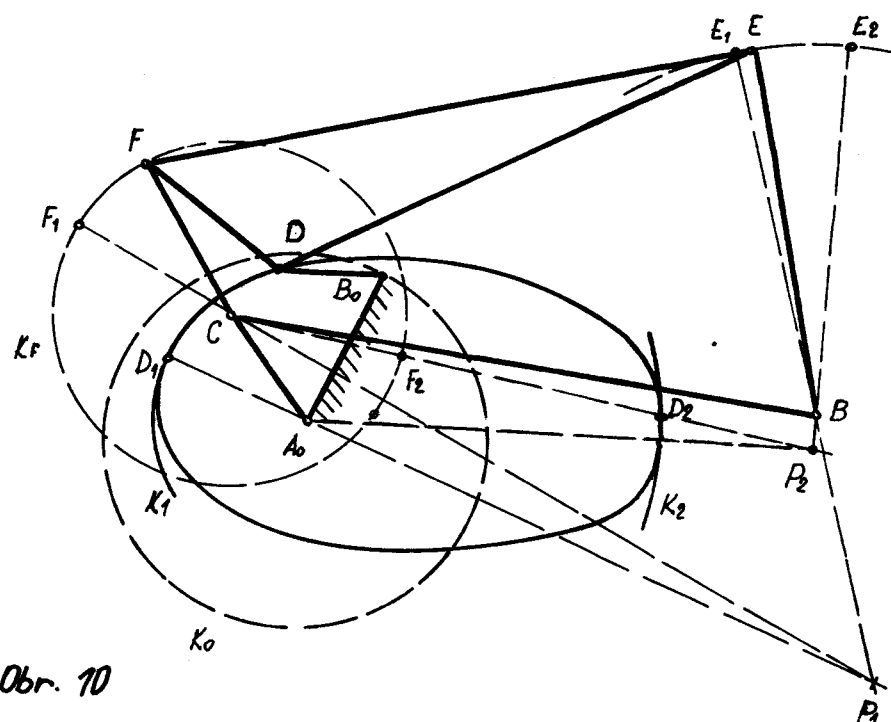
$$\text{resp. } a < c < b < d$$

při platnosti nerovnosti $a + d < b + c$ je čtyřkloubový mechanismus dvojklikový jako při platnosti rovnosti: $a + d = b + c$. Rámec však musí být člen s minimální délkou. V opačném případě dostáváme dvojvahadlový mechanismus. Tímto je možné vysvětlit, proč musí být zachována nerovnost $\overline{DC} < \overline{EF}$ mezi ternárními členy hledaného mechanismu.

Při návrhu mechanismu, ve kterém se člen A_0BC otáčí a rameno B_0D kývá, vycházíme z volby pevných bodů A_0B_0 , stejně tak jako zdvihové závislosti pohybu hnaného členu $\overline{B_0D}$. Můžeme si tedy nakreslit křivku, resp. její dvě dotykové kružnice K_1, K_2 na křivce α v bodech D_1, D_2 , představujících obě krajní polohy. Přesné polohy bodu A_0 vyplynou pomocí pólových paprsků (obr.10) pro obě polohy D_1, D_2 postavení mechanismu.

Póly pohybu P_1, P_2 vznikají jako průsečíky klidové polohy F_1C s polohou kývání A_0D_1 a klikové polohy s polohou A_0D_2 . Pólový paprsek P_1D_1 a P_2D_2 se protíná v bodu A_0 .

Uvedená konstrukce je vhodná pro přiblížení se ke



Obr. 10

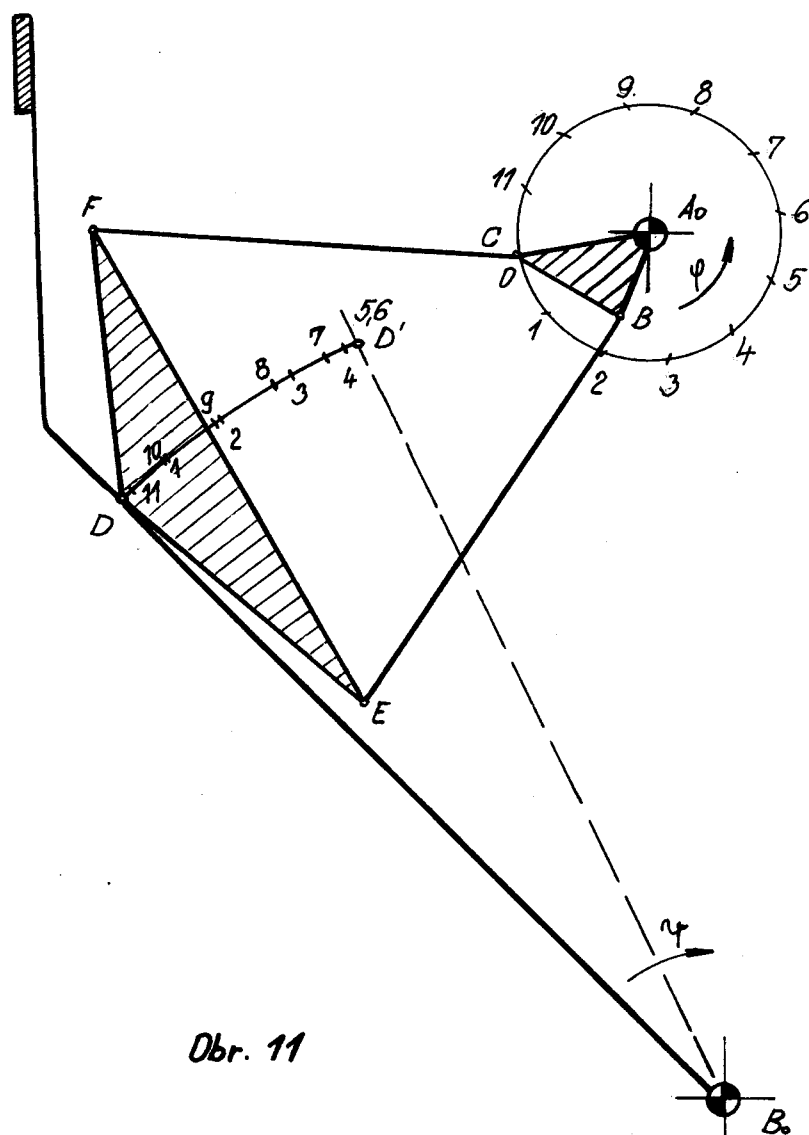
strukturu mechanismu, dále pak pro kontrolu krajních poloh mechanismu. Nesplňuje však v celém rozsahu teoretické podklady pro konstrukci, zvláště pak selhává při hledání struktury šestičlenného mechanismu pro realizaci klidové doby při prohozu a nesymetrii zdvihové závislosti bidla.

Takovýto mechanismus nám popisuje jenom obě krajní polohy; průběh zdvihu v obou směrech je vázán geometrickými podmínkami jednotlivých členů mezi sebou navzájem.

Jak již bylo dříve uvedeno, při návrhu vlastního mechanismu, jsme použili dvou pevných bodů dle dispozic dodaných VÚTS Liberec. Výzkumný ústav požadoval ponechat pohonné ústrojí. Další návrh jsme prováděli podle dříve citované konstrukce. Pro požadovanou zdvihovou závislost jsme však musili vyšetřovat mechanismus

postupnou změnou jednotlivých geometrických parametrů. Velikost zdvihů je možné nepatrně měnit pootočením kliky, resp. obou klik (ternárního členu) najednou.

Pokud je potřeba pronikavěji zvýšit zdvih hnacího členu, musíme zvětšit celý mechanismus, neboť v případě zvětšování poloměrů klik se mění struktura mechanismu a tím i zdvihová závislost. Tím jsme docílili nutného úhlu $\psi = 19,5^\circ$ výkyvu bidla a přiblížení se k požadované křivce zdvihu. Nalezený mechanismus je na (obr.11).

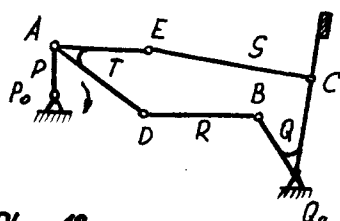


Obr. 11

VŠST Liberec	Konstrukce mechanismu	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	19

Konstrukce mechanismu II.

Jak jsme již poznali dříve, je možné vyšetřit mechanismus pro dané požadavky u kterého je obrácený směr pohonu kinematického řetězce (obr.12), proti mechanismu na (obr.11).- Bude-li v tomto mechanismu



Obr. 12

člen I hnacím (klikou), potom členy R,S,T, budou transformovat pohyb k hnanému členu Q, uloženému v bodě Q_0 . Ternární člen T koná pohyb, odvozený od hnaného

členu Q přes členy R a S se zřetelem na zvláštní poměry členů. Z toho vyplývá důležitý závěr pro řešení všech úloh šestičlenných "rozvětvených" mechanismů [6].

Vyvíjející se pohyb bude podobný také u syntézy podobně postavených mechanismů s vyšším počtem členů (obr.9).

Nastává otázka, kdy máme vyšetřit jeden šestičlenný mechanismus pro dané hodnoty výkonu členů Q (bidla) závislé na úhlu φ pootočení kliky. Hnací bod kliky A v rovině ternárního členu opisuje vlivem otáčení členu kloubového "čtverec" EBCD určitou křivku K_A . Pro první polohu hnacího členu Q_1 to bude křivka K_A' . Popisuje-li P_{A_2} libovolnou polohu kliky P_2 , obdrží se poloha hnaného členu Q_2 pomocí následující úvahy:

Absolutní pohyb kliky (bodu A) z polohy A_1 do A_2 je určen obloukem kliky K_A ; při tomto si můžeme pohyb bodu A jako ternárního členu T představit jako výsledný pohyb členu T, z tohoto relativního pohybu z polohy A_1 do A_2' při poloze klidového kyvadla Q_1 a jeho pohyb z Q_1 do Q_2 , při čemž se bod A dostane z polohy A_2' do polohy A_2 .

VŠST Liberec		Konstrukce mechanismů	Katedra KTP	
Fakulta	strojní		DP	20

Tímto vzniklý úhel kyvadla ψ_{12} mezi polohami Q_1 a Q_2 bude také úhlem $\angle A_1' Q_2 A_2 = \psi_{12}$. Takto dostaneme pro další polohu kliky P_3 , která je dána $\overline{P_3 A_3}$, pro střednictvím polohy Q_3 další polohu bodu A pomocí úhlu ψ_{13} $\psi_{13} = \angle A_1' Q_3 A_3$, kde A_3' tvoří křivku $K_{A'}$ pomocí bodu A_3 , otáčejícího se kolem bodu Q_0 v příslušném úhlu.

Předešlé úvahy se dá použít pro řešení mechanismů, u kterých je dán konečný počet poloh $P_1, Q_1; P_2, Q_2; \dots P_n, Q_n$ dvou, v P_0 a Q_0 uložených členů. Pokud jsou určeny některé rozměry mechanismu (poloha bodů P_0 a Q_0) a konečné polohy kliky, stejně tak vahadla, vyhledání mechanismu je jednoznačné.

Pro naši konstrukci je pomocí zdvihové závislosti udáno pět bodů - t.j. pět uspořádaných poloh $P_1, Q_1; P_2, Q_2 \dots P_5, Q_5$ v bodech P_0 a Q_0 uložených členů P a Q, pro které je nutno splnit šestičlenný mechanismus a dále některé rozměry (počáteční) (obr.3). Z konstrukčního hlediska délku kliky $P_0 A$ a polohu kliky (bod A). Dále určíme polohy $A_2 \div A_5$, ke kterým přiřadíme příslušné polohy $Q_1 \div Q_5$ členů Q, resp. ternárního členu 6 a vyšetříme pro relativní polohy $A_1, \dots A_5$ homologické polohy A k pevnému členu Q v poloze 1. Relativní polohy vytvářejí křivku $K_{A'}$ bodu A jako členu ternárního členu T (příloha P). Křivka $K_{A'}$ je výslednou trajektorií bodu A čtyřčlenného mechanismu EBDC.

Proto je dalším úkolem vyšetřit takový čtyřčlenný mechanismus a jeho bod těhlice, který by opisoval tuto křivku. V reciprokém pohybu bude potom těhlice $\overline{ED}$ a bod A ternárním členem hledaného šestičlenného

VŠST Liberec	Konstrukce mechanismu	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	21

mechanismu, Stěžejním úkolem je právě vyhledání výše uvedeného mechanismu. Není to problém syntézy mechanismů, ale problém konstrukční, který omezuje možnosti vyhledání takové struktury. Je nutné zachovat pokud možno nejkratší vzdálenost bodů C a D, vzhledem k tomu, že v reciprokém pohybu tvoří ternární člen. Protože hledaný mechanismus je klikovahadlový, nesmí být jeden z bodů v přímé blízkosti bodu Q_0 , který vytváří v našem případě podbídelnice. Řešení bylo obtížné právě z tohoto důvodu. - Stejně tak bylo zachovat požadovaný výkyv bidla, měnící se vlivem uložení bodů C a B na bidle. Hledaný šestičlenný mechanismus se podařilo vyšetřit (příloha P1).

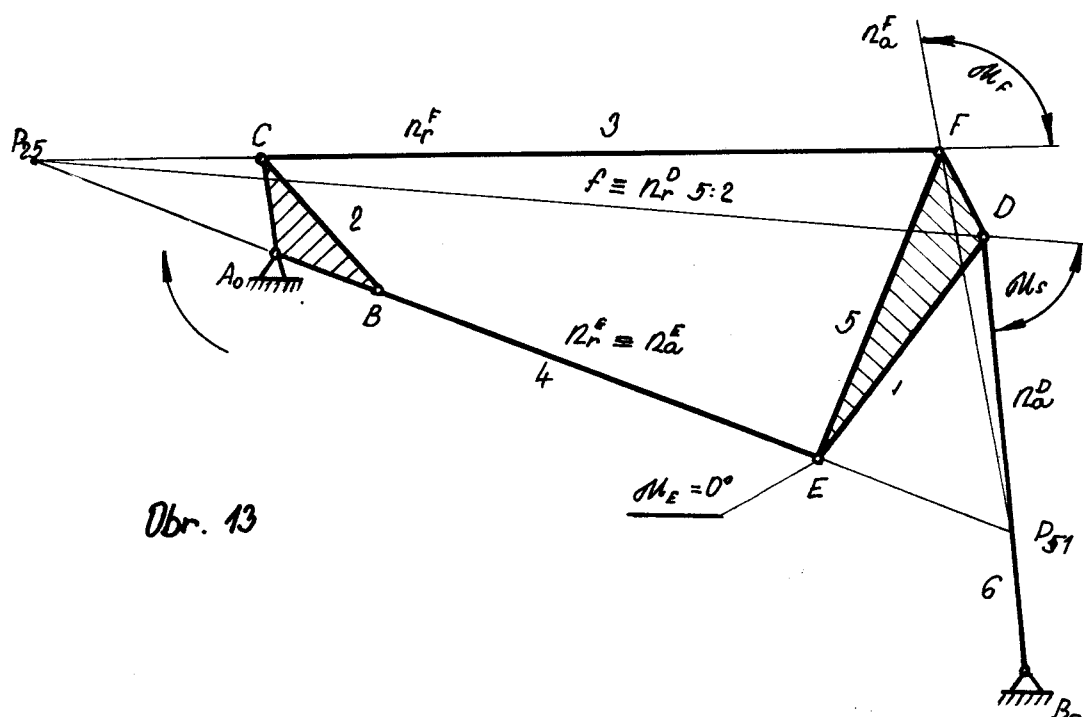
VŠST Liberec	Posouzení mechanismu z hlediska přenosu sil	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 22

Posouzení mechanismu z hlediska přenosu sil.

Jako jedno z hlavních měřítek posouzení daného mechanismu je z hlediska účinnosti a životnosti mechanismu určení Altova transformačního úhlu μ . Úhel μ sleduje pouze geometrická hlediska přenosu sil z hnacího členu přes členy transformační na hnáný člen. Je definován jako úhel mezi tečnou t_r relativního pohybu a tečnou t_a absolutního pohybu impulsního bodu. Optimální hodnota pohybové transformace je 90° . Tento úhel však nevyjadřuje vždy otázky silové transformace na mechanismus t.zn. otázky s přenosem hnací síly, uskutečňující jeho pohyb. K tomu slouží úhel μ_s silové transformace, jehož optimální hodnota je opět 90° . Pro dokonalé posouzení mechanismu je nezbytně nutné překontrolovat oba úhly. Určování transformace pohybu v závislosti na úhlu pootočení kliky se děje zpravidla graficky. U složitějších mechanismů je takovýto postup jediným schůdným postupem, protože analytické řešení je obtížné a mnohdy i nemožné. Při grafickém řešení je zapotřebí vycházet z obrazce mechanismu kresleného v měřítku v jednotlivých polohách, z nichž nakonec dostaneme sled diskrétních bodů.

U téhož mechanismu může dojít k několika alternativám. V našem případě bylo nutné k těmto požadavkům přihlížet.

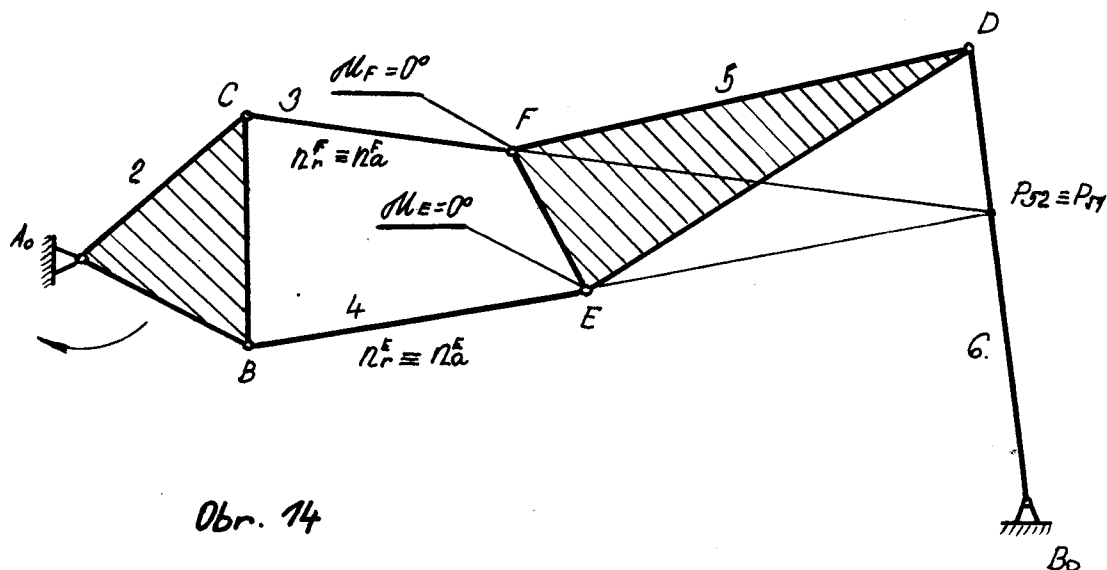
Nechť jeden z obou transformačních úhlů je roven 0° (obr.13). Potom pohyb ze členu 4 je veden přes transformační člen 2 na člen 3. Člen 3 je tudíž ze své mrtvé polohy vyveden impulsním bodem C, pokud druhý úhel má příznivou polohu. Pro náš mechanismus je vyše-



Obr. 13

tření Altova úhlu a úhlu silové transformace provedeno v příloze (P1). Z tohoto je zřejmé, že oba úhly nemusejí být v optimální poloze. Stačí, když jen jeden této hodnoty dosáhne.

Jsou-li oba transformační úhly μ_E a μ_F (v téže poloze mechanismu) nulové, je pohyb mechanismu nemožný, neboť hnaný člen 5 je v mrtvé poloze a tudíž je v mrtvé poloze i člen 6 (obr.14).



Obr. 14

VŠST Liberec		Posouzení mechanismu z hlediska přenosu sil	Katedra KTP	
Fakulta	strojní		DP	24

Polohy pólů relativního pohybu 5:2 se shodují t.j. $P_{32} \equiv P_{31}$, neboť se ztotožňují normály relativního a absolutního pohybu bodů F , E t.j. $n_F^E \equiv n_F^E, n_E^F \equiv n_E^F$.

V tomto případě úhel μ_s nabývá hodnoty nulové a moment síly S bodu O_a je roven nule.

V našem případě je průběh Altova transformačního úhlu a úhlu silové transformace provedeno u obou sledovaných mechanismů v příloze P1, P2. U prvního mechanismu, jak již bylo výše uvedeno, je hnacím členem člen ternární. Protože člen 5, který je vlastně hnaným členem (spojen se členem 6), má dva impulsní body, bylo nutné oba tyto úhly zjistit pro plný úhel pootočení kliky. Z grafu je vidět, že tento mechanismus v podmínkách v kterých byl navržen, splňuje dobře transformaci pohybu. Stejně tak silová transformace splňuje požadované optimální hodnoty.

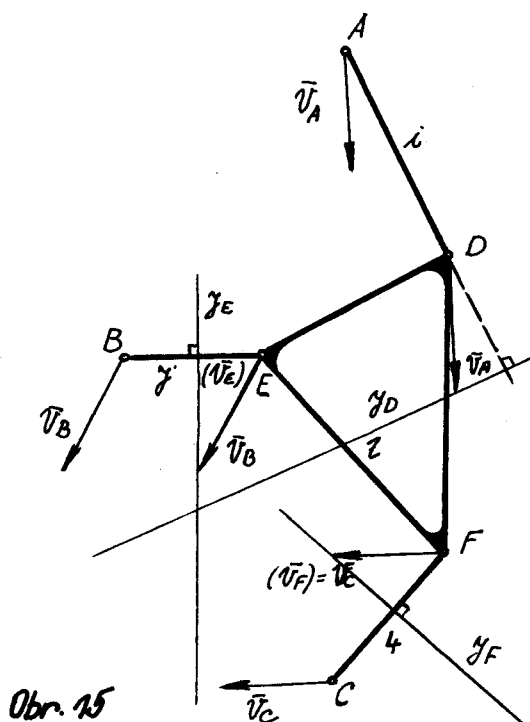
Pro druhý mechanismus (příloha P 1) hodnoty požadovaných úhlů nejsou však vhodné. Z obrázku je zřejmé, že oba úhly budou mít v tomto návrhu podobné hodnoty a průběh transformačních úhlů. Tuto skutečnost lze vysvětlit tím, že obě těhlice 4 a 5 připojené k ternárnímu členu 6 konají podobný pohyb. Protože ani průběh silové transformace není vhodný, nebylo by tudíž možné tohoto mechanismu použít. Pokud však nejsme vázáni při návrhu konstrukčními požadavky, bylo by možné mechanismu použít jako přírazového mechanismu stavu. Vhodným dimensováním při samotné konstrukci je tuhost mechanismu v přírazné poloze zajištěna.

Kinematika mechanismu.

Řešení rychlostí a zrychlení daného šestičlenného mechanismu provedeme graficky metodou vyšetřování veličin pro ternární skupiny. Předem známe kinematické veličiny bodu C resp. B, t.j. otáčky kliky. Řešení provedeme pro pracovní otáčky stavu $n = 200$ ot./min. na klice. Z řešení potom přímo vyplývá rychlost $\bar{v}$ a tečné zrychlení $\bar{a}$ na bidle.

1) metoda relativních rychlostí:

Pro jakýkoliv bod ternárního členu t, ke kterému jsou připojeny binární členy i, j, k, můžeme zjistit jeho rychlost, pokud jsou známy rychlosti $\bar{v}_i, \bar{v}_j, \bar{v}_k$ bodů A, B, C, (obr.15).



Obr. 15

Vrcholy rychlostí bodů D, E, F, leží na paprscích $\gamma_D, \gamma_E, \gamma_F$, které získáme podle rozkladů:

$$\bar{v}_D = \bar{v}_{D1} + \bar{v}_A$$

$$\bar{v}_E = \bar{v}_{E2} + \bar{v}_B$$

$$\bar{v}_F = \bar{v}_{F3} + \bar{v}_C$$

K určení rychlosti bodu D ternárního

členu použijeme větu:

Leží-li koncové body rychlostí dvou bodů tělesa na dvou přímkách, leží koncový bod rychlosti dalšího bodu na přímce, která obecně neprochází průsečíkem prvních dvou

VŠST Liberec	Kinematika mechanismu	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	26

přímek. V našem případě rychlosti dvou bodů binárních členů jsou rychlosti bodu C a B.

Pro konstantní otáčky klikového hřídele dostáváme úhlovou rychlost:

$$\omega_{21} = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 200}{30} = 21 \text{ } 1/\text{sec.}$$

Rychlost bodů bude:

$$\bar{v}_C = \omega_{21} \cdot R = 21 \cdot 0,018 = 0,378 \text{ m/sec.}$$

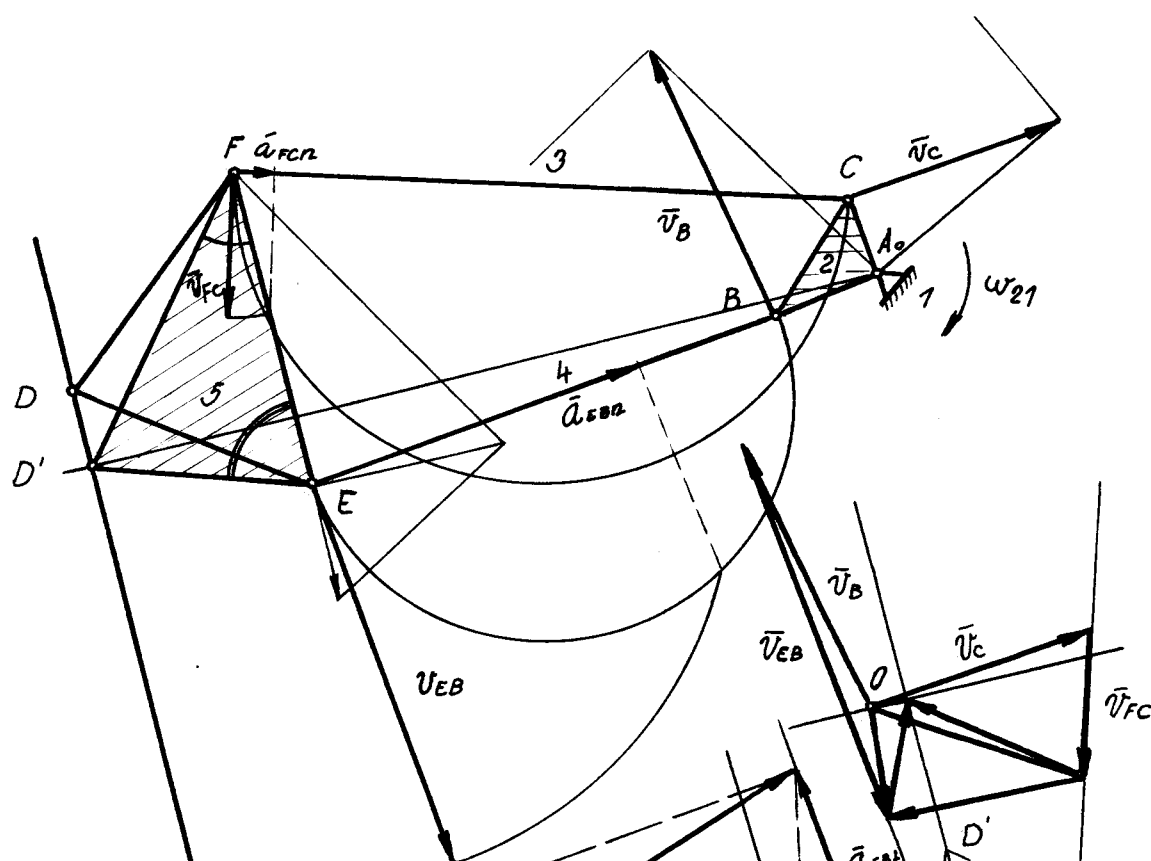
$$\bar{v}_B = \omega_{21} \cdot R = 21 \cdot 0,012 = 0,252 \text{ m/sec.}$$

V šestičlenném mechanismu určujeme rychlost bodu D.

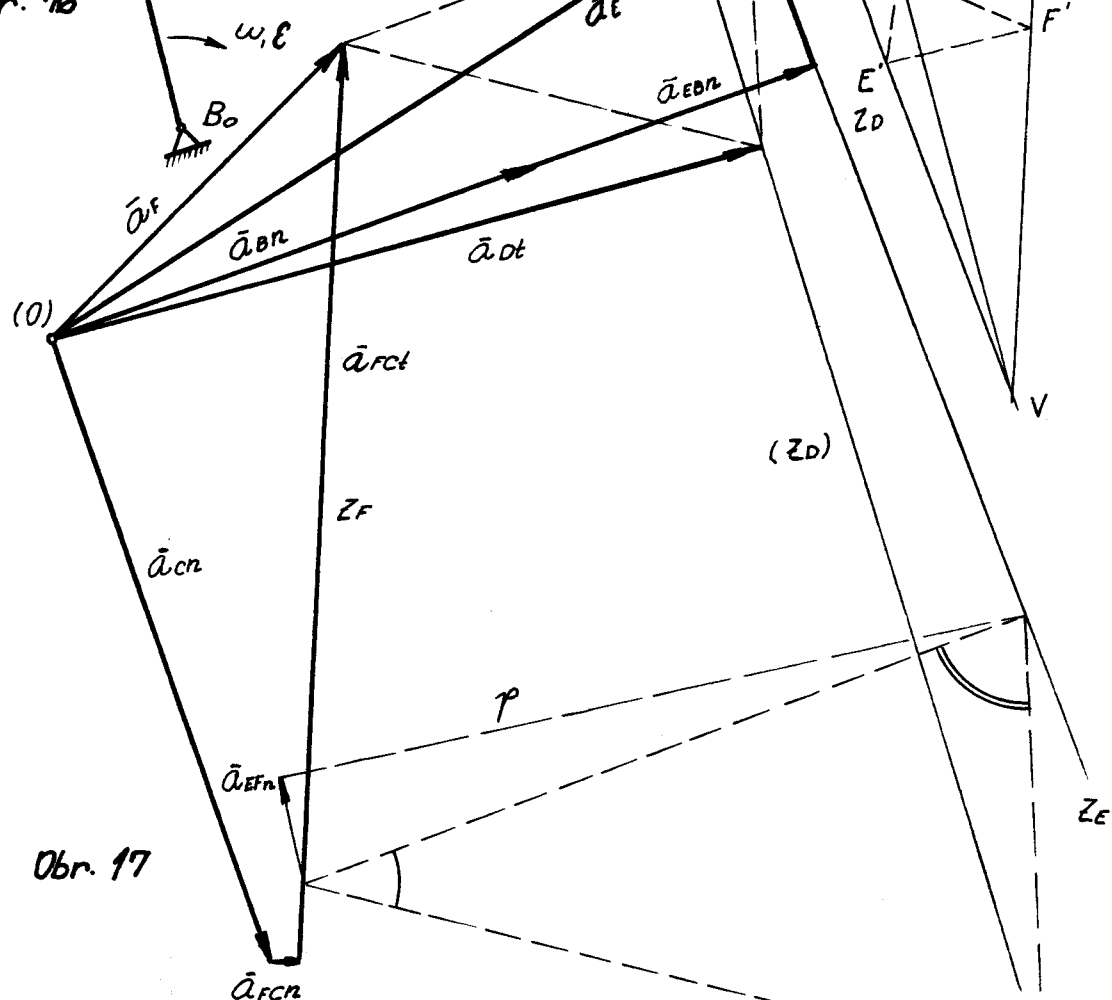
Z bodu O (obr.16) vyneseme směry relativních rychlostí $\bar{v}_E$ a $\bar{v}_B$. V koncových bodech vedeme směry relativních rychlostí, t.j. $\gamma_E \perp \bar{ED}$, $\gamma_F \perp \bar{CF}$, které jsou geometrickými místy vyšetřovaných rychlostí bodů E a F. Geometrickým místem γ_D rychlosti bodu D je paprsek vedený bodem O kolmo na směr $\bar{AD}$. Volíme relativní rychlost ($\bar{v}_{ED}$) (viz bod E) a nakreslíme trojúhelník E F D relativních rychlostí $\bar{v}_{ED} \perp \bar{ED}$, $\bar{v}_{DF} \perp \bar{DF}$, $\bar{v}_{EF} \perp \bar{EF}$. Jak víme, leží body D, pro různé volby bodů E, na přímce (γ_D), která prochází průsečíkem paprsků γ_E, γ_F . Ježto v našem případě je takový průsečík v některých polohách mimo náčrt, potom provádíme novou volbu bodu E. V průsečíku geometrických míst γ_D leží vrchol rychlosti $\bar{v}_D$ bodu D.

2) Metoda relativních zrychlení.

Pro dynamické řešení potřebujeme určit úhlové zrychlení ϵ , které zajistíme pomocí tečného zrychlení bidla, t.j. bodu D ternárního členu 5. Při vyšetřování zrychlení vyneseme z bodu O (obr.17) zrychlení a_B, a_C bodů C a B, která dostaneme z úhlové rychlosti ω_{21} . V koncových



Obr. 16



Obr. 17

VŠST Liberec	Kinematika mechanismu	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	28

bodech připojíme normálná zrychlení a_{Ba} , a_{En} (konstrukce provedena na obr.16). Paprsek vedený vrcholem zrychlení a_{En} kolmo na směr $\overline{EB}$ je geometrické místo zrychlení bodu E. Obdobně potom paprsek $Z_1 \perp \overline{FC}$ přísluší zrychlení bodu F. Geometrické místo Z_D zrychlení bodu D dostaneme, vedeme-li paprsek v koncovém bodě a_{En} kolmo na směr $\overline{AD}$. Volíme např. relativní tečné zrychlení a_{rel} (viz bod f) a dostaneme a_r . K určení zrychlení a_s připojíme ve vrcholu a_r relativní zrychlení a_{rel} , které konstruuje pomocí relativní rychlosti v_r (v našem případě není provedeno). Paprsek p vedený kolmo na spojnici $\overline{EF}$ (směr a_{rel}) ve vrcholu a_{En} protíná Z_r v koncovém bodě zrychlení a_s . Vrchol zrychlení bodu D (a_D) určíme nakonec z podobnosti trojúhelníků fed a FED (bod d). Vrchol skutečného zrychlení je tudíž v průsečíku geometrických míst Z_D a (Z_D). Jak určíme zrychlení a_s a a_r , je zřejmé z obrazce. Pro grafickou konstrukci bylo potřeba zvolit příslušné zobrazovací moduly pro délky α , pro rychlosti β a pro zrychlení γ . Měřítko délek

$$\alpha = 1000 \text{ mm/m}$$

pro rychlost volíme $0,01 \text{ m/sec.} = 1 \text{ mm}$
 z toho vyplývá měřítko rychlosti

$$\beta = 100 \text{ mm/m/sec.}$$

pro měřítko zrychlení platí:

$$\gamma = \beta^2 / \alpha = 10 \text{ mm/m/sec}^2$$

výše popsaná konstrukce splňuje s dostatečnou přesností zjištění kinematických veličin pro bod D, který je odlišný od bodu E. Je proto nutné přepočítat získané veličiny.

Pro rychlost platí $R\omega = \bar{v}$

kde $\omega = \text{konst.}$ úhlová rychlost na bidle

pro zrychlení můžeme psát $R \cdot \varepsilon = \bar{a}$

kde $\varepsilon = \text{konst.}$ úhlové zrychlení hnaného členu.

Popsané konstrukce rychlosti a zrychlení bodu D bidla provedeme pro 12 poloh mechanismu. - Výsledky vyneseme do grafu závislosti v_D , a_D na úhlu pootočení klikového hřídele (příloha 3,4). Z grafu vidíme, že maximální zrychlení pro otáčky $n = 200 \text{ ot./min.}$ nastává v úhlu 355° pootočení kliky. Tomuto zrychlení potom odpovídají největší dynamické účinky mechanismu.

Dynamické řešení.

Dynamické řešení je součástí pevnostního výpočtu přírazového mechanismu. V našem případě je provedeno kinetostatickou metodou pro 12 poloh mechanismu. K tomuto účelu bylo nutné zjistit váhu bidla, jeho hmotný moment setrvačnosti a polohu těžiště k ose podbidelnice stavu. Bidlo je tvořeno mečíkem, nosným U-profilem, paprskem a ostatním příslušenstvím pro upevnění těchto částí. Hmotnost ostatních členů mechanismu nebyla uvažována. Těžiště bidla bylo zjišťováno matematicky ke dvěma osám:

$$m \cdot y_s = \sum_{i=1}^n m_i y_i$$

$$m \cdot x_s = \sum_{i=1}^n m_i x_i$$

odtud dostaneme y_s a x_s ; dále pak $r_s = \sqrt{y_s^2 + x_s^2} = \overline{B \cdot S_0}$

kde: $m = \sum_{i=1}^n m_i$ celková hodnota bidla tvořená hmotnostmi jednotlivých elementů

$y_i ; x_i$ souřadnice těžišť dílčích elementů

$y_s ; x_s$ souřadnice těžiště celého bidla

r_s vzdálenost těžiště od osy podbidelnice

Hmotný moment setrvačnosti byl stanoven výpočtem.

U této tvarově členěné součásti provádíme rozdělení na jednoduché profily, jejichž hmotné momenty setrvačnosti k ose podbidelnice lze snadno vypočítat pomocí Steinerovy věty:

$$I_0 = I_s + m a^2$$

kde: I_0 hmotný moment setrvačnosti k ose podbidelnice

I_s hmotný moment k ose rovnoběžné s osou podbidelnice procházející těžištěm

a vzdálenost rovnoběžných os

VŠST Liberec	Dynamické řešení	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	31

Celkový hmotný moment setrvačnosti určíme algebraickým součtem dílčích momentů setrvačnosti.

Váhy a hmotné momenty setrvačnosti vztažené na jednu hnací jednotku:

	Váha	I
Mečík i s uložením.....	4,89 kg	0,37 kg cm sec.
Nosný U-profil.....	8,40 kg	5,09 kg cm sec.
Uchycení paprsku.....	6,40 kg	4,52 kg cm sec.
Paprsek.....	2,50 kg	2,68 kg cm sec.
Příložná lišta.....	1,08 kg	0,10 kg cm sec.
<u>Stahovací příložky.....</u>	<u>2,02 kg</u>	<u>0,66 kg cm sec.</u>

Celkem.....25,47 kg...13,42 kg cm sec.

Poloha těžiště S. vychází popsanou matematickou metodou do vzdálenosti 226 mm od osy podbidelnice.

Dynamické řešení provedeme z dříve určených kinematických veličin pomocí D Alembertova principu, přičemž uvažujeme síly příslušné pouze k bidlu.

Výsledná dynamická síla $T = m \cdot r \cdot \varepsilon$ působí ve středu disku tečných dynamických sil (bod Sp). Vzdálenost $\overline{B \cdot Sp}$, lze určit ve vztahu:

$$\overline{B \cdot Sp} = \frac{I \cdot S}{m \cdot B \cdot S}$$

Výsledná odstředivá síla působí v těžišti a má velikost $O = m \cdot r \cdot \omega^2$. Obě síly jsou vypočteny v příslušných polohách mechanismu pro pracovní otáčky stavu $n = 200 \text{ ot./min. (tab.1)}$.

Dynamické řešení je provedeno jak v přírazné poloze (0° klikového hřídele), tak i v ostatních polohách. V této poloze přistupuje k tečné dynamické síle T a váze G ještě přírazný odpor, t.j. síla potřebná na přirazení útku do osnovy.

VŠST Liberec	Dynamické řešení	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 32

φ°	$a_{\text{ob}}(\text{m/sec}^2)$	$T(\text{KN})$	$v_D(\text{m/sec})$	v_D^2	$O(\text{KN})$
0	17,2	92,0	0,005	0,000	0,0
30	14,5	77,5	0,350	0,122	15,8
60	3,5	18,7	0,500	0,250	22,3
90	-3,8	-20,7	0,450	0,204	20,4
120	-8,4	-44,8	0,230	0,053	10,4
150	-6,7	-35,8	0,005	0,000	0,0
180	-4,2	-22,4	-0,070	0,005	0,2
210	-6,3	-33,6	-0,230	0,053	2,4
240	-3,7	-19,7	-0,390	0,153	6,9
270	0,8	4,3	-0,445	0,195	8,8
300	6,0	32,0	-0,410	0,168	7,6
330	13,8	73,8	-0,120	0,014	0,6
355	17,5	93,5	0,000	0,000	0,0

Tato záleží na druhu tkaniny a šíři stavu [7]. Bavlnářský průmysl vyrábí sortiment tkanin v rozmezí 60-75% Brierleyho hustot, k němuž je zapotřebí přírazných sil 185-200 kp/lm šíře. Síla začíná působit od 352 pootočení klikového hřídele; síla vzrůstá exponenciálně až do přírazné polohy. Průběh této síly se obvykle uvažuje lineární pro dynamický výpočet. Odstředivá síla se v přírazné poloze neprojeví, neboť rychlost bidla je nulová.

Pro naše hodnoty dostáváme $\overline{B \cdot S}_0 = 22,6 \text{ cm}$

$$\overline{B \cdot S}_r = \frac{13,42 \cdot 9,81}{25,47 \cdot 22,6} = 22,8 \text{ cm}$$

Velikost ξ úhlového zrychlení vypočítáme z dříve zjištěného tečného zrychlení a_{D} bodu D bidla

$$\xi = \frac{a_{\text{D}}}{B \cdot D}$$

Kinematika, jak bylo již dříve uvedeno, byla provedena přímo pro 200 ot./min. klikového hřídele, stejně tak dynamické řešení.

Pro výslednou tečnou dynamickou sílu potom můžeme psát:

$$T = \frac{G}{g} \cdot r_s \cdot \frac{\omega \cdot t}{B \cdot D}$$

Druhou dynamickou silou je odstředivá síla, působící v těžišti bidla, pro kterou můžeme psát:

$$O = m r_s \frac{v_s^2}{(B \cdot S)^2}$$

v_s rychlost těžiště.

Obě tyto síly jsou uvedeny v tabulce č.2 spolu s výslednými hodnotami vnitřních a vnějších reakcí daného mechanismu, které určujeme grafickou konstrukcí (viz příloha P5). Odstředivá síla nebyla uvažována v řešení, protože její velikost podstatně neovlivňuje kinetostatické ani dynamické řešení.

φ°	$F_{c1}(Kp)$	$F_{r1} \pm V_{j1}$	$F_{j2}(Kp)$	$F_{c2}(Kp)$	$M(Kpm)$
0	430	550	340	290	2,20
30	80	140	100	70	2,10
60	40	50	30	30	1,00
90	40	50	30	40	0,85
120	70	100	80	70	1,00
150	70	75	55	60	0,15
180	75	60	45	40	-0,33
210	70	75	50	55	-0,90
240	30	45	25	20	-0,63
270	20	-25	-10	-20	-0,45
300	35	-75	-50	-45	-1,05
330	130	-180	-115	-95	-1,26
355	40	80	45	50	0,36

Na bidlo, resp. mečík působí výsledná dynamická síla složená z tečné dynamické síly a váhy, popřípadě v přírazné poloze přírazný odpor, dále pak vnější reakce z podbidelnice a síla z ternárního členu 5. Tato síla F_{3c} prochází úložným bodem D a tvoří výslednici $V_{3c} = F_{3c}$ obou sil F_{3c} , F_{4c} v těhlicích 3 a 4. Síly F_{3c} , F_{4c} vytvářejí výslednici V_{3c} vytvářející na rameni r hnací moment kliky daného šestičlenného mechanismu.

Z výsledku řešení vyplývá velký význam hmoty bidla a jeho hmotný moment setrvačnosti pro konstrukci jak rychloběžných, tak i pomaloběžných stavů. Snahou je, aby tyto parametry byly co nejmenší vzhledem k namáhání a tím i opotřebování jednotlivých částí přírazového mechanismu.

VŠST Liberec	Konstrukční provedení	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	35

Konstrukční provedení (viz výkres sestavy).

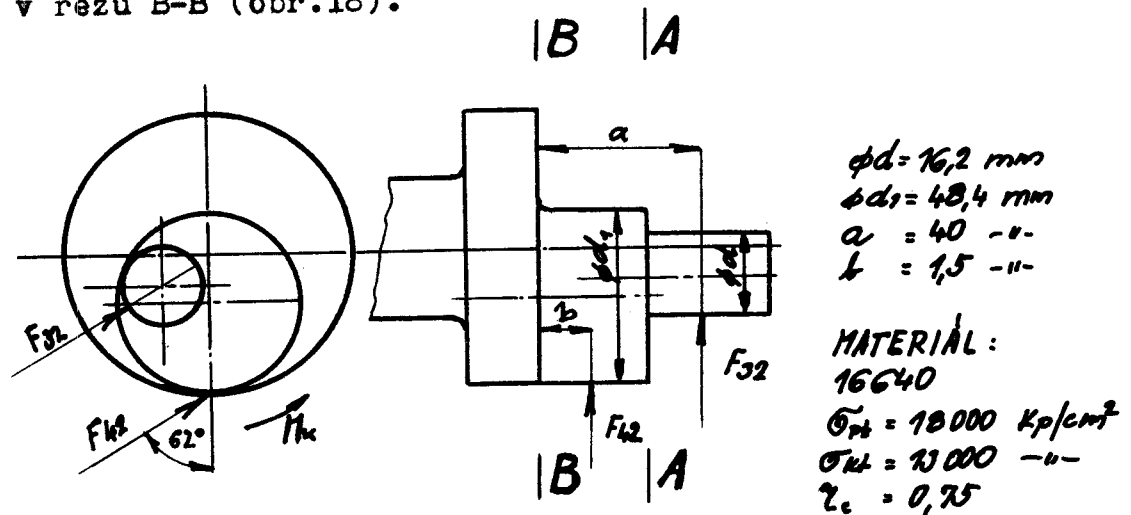
U konstrukce bylo požadováno:

- 1) Provést jednotlivá uložení na valivých ložiskách
- 2) Dokonale těsnit ložiska (nebezpečí styku maziva s tkaninou)

Těmto požadavkům bylo vyhověno. Na překonstruovaném dvojklikovém hřídeli jsou na jehlových ložiskách uloženy těhlice (táhla) mechanismu. Jehlová ložiska byla použita vzhledem k tomu, že je nutné celý mechanismus umístit do zmenšeného prostoru. Hnaný člen je umístěn na kuličkových ložiskách v náboji bidla (hliníkové páky). Ložiska jsou v ocelovém pouzdře, které je do náboje bidla zalisováno. Jsou do něho zalisovány i čepy pro uchycení obou táhel mechanismu. Bidlo je uloženo kluzně na spodním hřídeli jednostupňové převodovky (tvoří podbidelnici), který je hlavním hřídelem stavu, procházejícím podél celé šířky stavu. Klikový hřídel byl z konstrukčního důvodu pootočen o úhel 20° proti otáčení kliky. Axiální zajištění bidla je provedeno stavěcími kroužky a šrouby. Na bidlo je připojen U-profil, na němž je pomocí lišty a příložek uchycen paprsek.

Pevnostní výpočet klikového hřídele.

Nejvíce namáhanou částí bude klikový hřídel protože přenáší jak ohybová napětí tak krutný moment. Vlivem proměnlivých napětí musíme kontrolovat hřídel na únavu. Kontrolu provádíme v řezu A-A, stejně tak v řezu B-B (obr.18).



Obr. 18

- 1) V řezu A-A působí ohybový moment od proměnlivé síly F_{32} (tab.2). Maximální a minimální síly jsou: $F_{32 \max} = 340 \text{ kp}$, $F_{32 \min} = -115 \text{ kp}$.

Ohybová napětí:

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_o \cdot 32}{\pi d^3} = \frac{340 \cdot 1,5 \cdot 32}{\pi \cdot 4,09} = 1270 \text{ Kp/cm}^2$$

$$\sigma_{o \min} = \frac{M_o \cdot 32}{\pi d^3} = \frac{115 \cdot 1,5 \cdot 32}{\pi \cdot 4,09} = 430 \text{ Kp/cm}^2$$

Amplitudové ohybové napětí:

$$\sigma_m = \frac{1270 - 430}{2} = 420 \text{ Kp/cm}^2$$

Střední ohybové napětí:

$$\sigma_a = 1700/2 = 850 \text{ Kp/cm}^2$$

Opravená amplituda vlivem zeslabení:

$$\bar{\sigma}_a = \frac{\beta}{\lambda \cdot \kappa} \cdot \sigma_a$$

kde: β vrubový součinitel

VŠST Liberec	Pevnostní výpočet	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 37

γ_p součinitel jakosti povrchu

γ_r součinitel velikosti

pro β platí: $\beta = \gamma_c \cdot (\alpha - 1) + 1$

kde: γ_c součinitel citlivosti

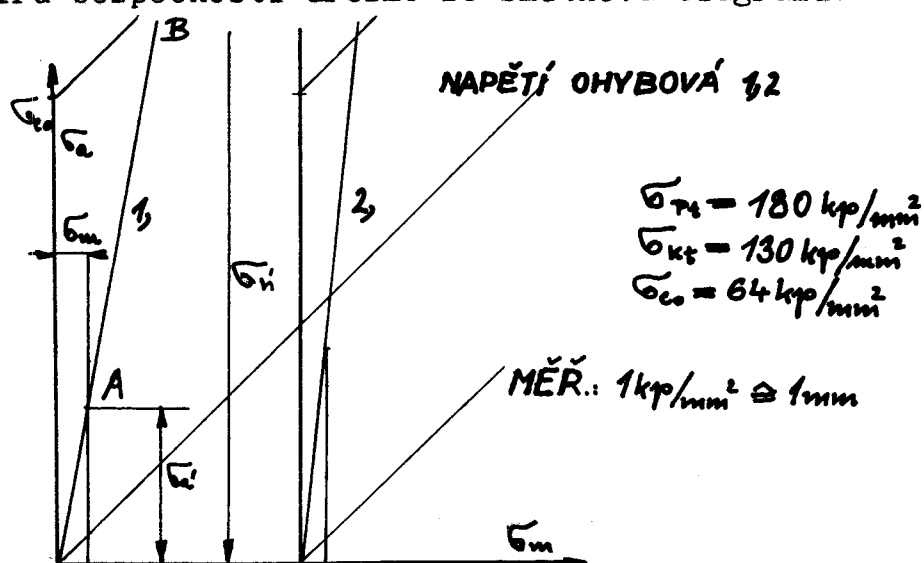
α tvarový součinitel

Hodnoty jednotlivých součinitelů byly určeny z tabulek [8].

$$\alpha = 1,65; \gamma_c = 0,75; \gamma_p = 0,88; \gamma_r = 0,87$$

Dosazením
$$\bar{\sigma}_a = \frac{1,67}{0,87 \cdot 0,88} \cdot 850 \cdot 1815 \text{ Kp/cm}^2$$

Míru bezpečnosti určíme ze Smithova diagramu:



Pro bezpečnost platí:

$$s = \frac{\sigma_{yk}}{\sigma_a} = \frac{79}{22} = 3,6.$$

2) Kontrola průřezu B-B

V tomto průřezu je superponováno napětí ohybové od obou táhel a napětí v krutu, vznikající od tečných složek výslednice.

a) Ohybová napětí

Maximální a minimální ohybové momenty:

VŠST Liberec	Pevnostní výpočet	Katedra KTP	
Fakulta strojní		DP	38

$$M_{o \max} = F_3 \cdot 4 + F_4 \cdot 1,3 \cdot \sin 62^\circ = 340 \cdot 4 + 290 \cdot 1,3 \cdot 0,88 = 1691$$

$$M_{o \min} = 180 \cdot 4 + 95 \cdot 1,3 \cdot 0,883 = 829 \text{ Kpcm}$$

Napětí ohybové:

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{1691}{21,7 \cdot 2} = 156 \text{ Kp/cm}^2$$

$$\sigma_{o \min} = 829 / 21,7 = 76,4 \text{ Kp/cm}^2$$

kde:

$$W_o = 1/32 \cdot \pi d^3 = 10,8 \text{ cm}^3$$

Amplitudové napětí: $\sigma_a = 1/2 (\sigma_{o \max} + \sigma_{o \min}) = 116,4 \text{ Kp/cm}^2$

Střední napětí:

$$\sigma_m = 39,8 \text{ Kp/cm}^2$$

$$\alpha = 1,8; \quad \gamma_c = 0,75; \quad \beta_p = 0,88; \quad \beta_r = 0,86;$$

Amplituda vlivem zeslabení:

$$\beta = (0,8 \cdot 0,75) + 1 = 1,6$$

$$\bar{\sigma}_a = 240 \text{ Kp/cm}^2$$

Bezpečnost bude (obr.): $S = 2,7$

$$S = 2,7$$

b) Napětí kroutící:

Kroutící moment M_k se mění od hodnoty $M_{k \max} = 220 \text{ Kpcm}$ do hodnoty $M_{k \min} = -126 \text{ Kpcm}$.

Patřičné kroutící napětí bude:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{k \max}}{W_k} = \frac{220}{21,5} = 10,15 \text{ Kp/cm}^2$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{k \min}}{W_k} = \frac{126}{21,5} = 5,8 \text{ Kp/cm}^2$$

kde:

$$W_k = 1/16 \cdot \pi \cdot d^3 = 1/16 \cdot \pi \cdot 110,59 = 21,5 \text{ cm}^3$$

Amplituda kroutícího napětí:

$$\tau_a = 7,97 \text{ Kp/cm}^2$$

Střední napětí kroutící:

$$\tau_m = 2,17 \text{ Kp/cm}^2$$

Amplituda vlivem zeslabení bude po dosazení:

$$\bar{\tau}_a = 7,87 \cdot 1,6 \cdot 1/0,86 \cdot 0,88 = 16,9 \text{ Kp/cm}^2$$

Bezpečnost zjistíme ze Smithova diagramu pro napětí kroutící.

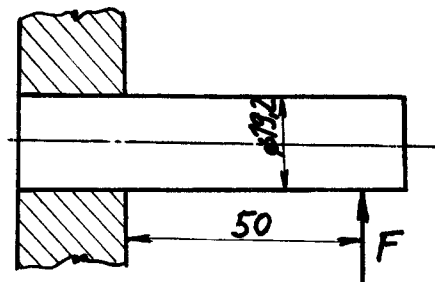
Obě počítaná namáhání se superponují a výsledná bezpečnost je vyjádřena vzorcem:

$$s = \frac{s_1 \cdot s_2}{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}} = \frac{22 \cdot 27}{\sqrt{2,2^2 + 2,7^2}} = 1,44$$

Kontrola ostatních průměrů hřídele není nutná vzhledem k malým redukovaným napětím.

Pevnostní výpočet čepu.

Pevnostní kontrola nalisovaného čepu 4 ternárního členu (obr.19).



MATERIÁL :
11700

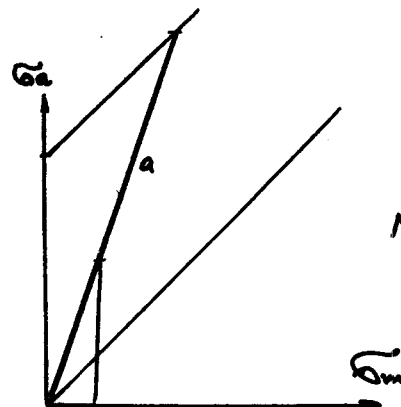
$$\begin{aligned} \sigma_{st} &= 25 \text{ Kp/mm}^2 \\ \sigma_k &= 68 \text{ --} \\ \sigma_c &= 34 \text{ --} \\ \tau_c &= 0,32 \end{aligned}$$

$$F_{\max.} = 290 \text{ kp}, F_{\min.} = -95 \text{ kp}$$

$$\text{Amplitudové napětí: } \sigma_a = 1375 \text{ Kp/cm}^2$$

$$\text{Střední napětí: } \sigma_m = 696 \text{ --}$$

$$\text{Amplituda napětí vlivem materiálu: } \alpha = 1; \beta = 1$$



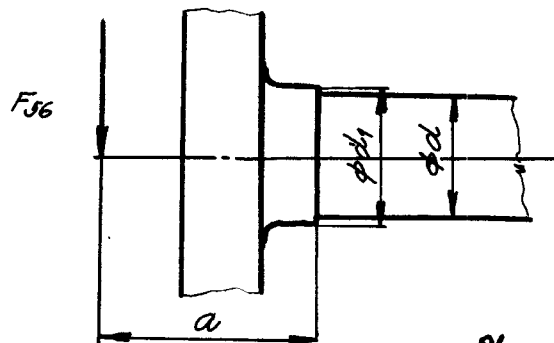
$$\text{MĚŘ.: } 1 \text{ kp/mm}^2 \hat{=} 1 \text{ mm}$$

$$s = 2,5$$

Silové poměry v dalším čepu jsou příznivější, proto jeho kontrola není nutná.

VŠST Liberec	Pevnostní výpočet	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	40

Kontrola čepu pro uchycení ternárního členu.



$d = 30 \text{ mm}$
 $d_1 = 32 \text{ mm}$
 $a = 50 \text{ mm}$

MATERIÁL
 11700
 $\sigma_{\text{st}} = 80 \text{ kp/mm}^2$
 $\sigma_{\text{p}} = 82 \text{ mm}$
 $\sigma_{\text{c}} = 34 \text{ mm}$
 $\sigma_{\text{k}} = 36 \text{ mm}$
 $\gamma_{\text{c}} = 0,28$

Obr. 20

Čep zachycuje výslednou sílu z obou táhel 3 a 4 a přenáší tuto výslednou sílu $V_{34} = F_{36}$ pro pohon mečíku do kloubu 5 6 (obr.20).

$F_{\text{max.}} = 550 \text{ kp}$, $F_{\text{min.}} = -180 \text{ kp}$

Střední síla $F_{\text{m}} = 370 \text{ kp}$

Střídavá složka $F_{\text{m}} = 730 \text{ kp}$

Střední napětí: $\sigma_{\text{m}} = \frac{M_0}{W_0} = \frac{370 \cdot 5}{\pi \cdot 33} \cdot 32 = 570 \text{ kp/cm}^2$

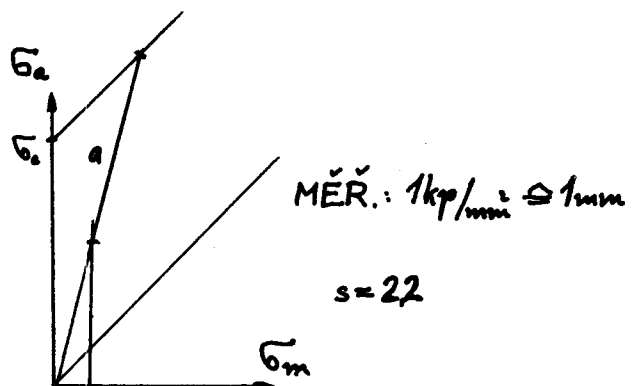
Amplituda napětí: $\sigma_{\text{a}} = \frac{M_0}{W_0} = \frac{730 \cdot 5}{\pi \cdot 33} \cdot 32 = 1125 \text{ kp/cm}^2$

Amplituda vlivem změny průměru:

$$\alpha = 1,3; \beta = 1,08; \gamma_{\text{r}} = 0,88; \gamma_{\text{p}} = 0,89$$

$$\bar{\sigma}_{\text{a}} = \sigma_{\text{a}} \cdot \beta \cdot \frac{1}{\gamma_{\text{r}} \cdot \gamma_{\text{p}}} = \frac{1,08 \cdot 1125}{0,88 \cdot 0,89} = 1550 \text{ kp/cm}^2$$

Bezpečnost bude:



Kontrola náboje nalisovaného spoje.

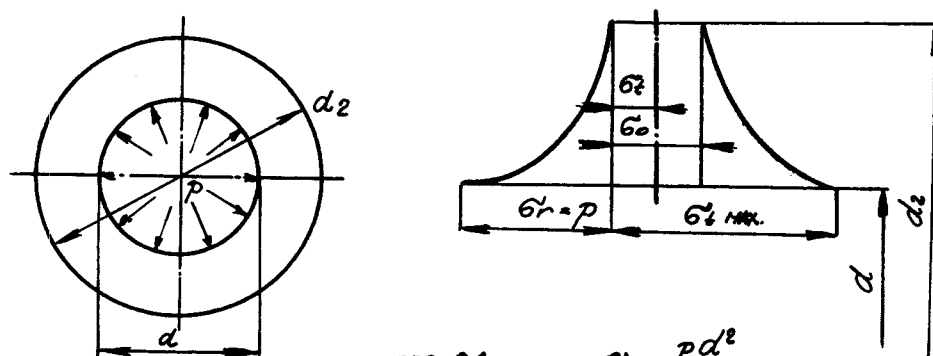
Pro uložení čepu a náboje H7/n6 kontrolujeme pevnostně náboj na maximální přesah $d = 0,021 \text{ mm}$.

Tlak ve spoji bude [9]:

$$p = \frac{\Delta d}{d} E \frac{1}{C+1}$$

kde: $C = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = \frac{35,2^2 + 19,2^2}{35,2^2 - 19,2^2} = 1,85$

Po dosazení $d = 0,021 \text{ mm}$; $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$



OBR. 21

$$\sigma_o = \frac{p d^2}{d_2^2 - d^2}$$

Z obrázku 21 můžeme psát:

$$\sigma_{t \max} = 2 \frac{p d^2}{d_2^2 - d^2} + p = p \cdot C$$

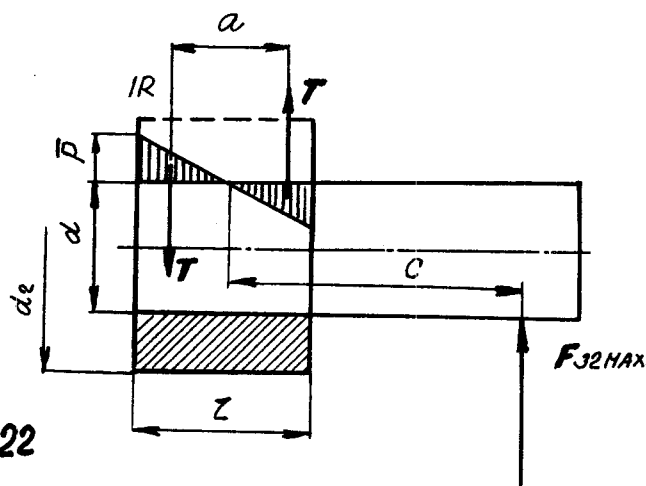
pro náš případ

$$\sigma_{t \max} = 8,1 \cdot 1,85 = 15 \text{ Kp/mm}^2$$

kontrola maximálního smykového napětí

$$\tau = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} = \frac{8,1 + 15}{2} = 11,5 \text{ Kp/mm}^2$$

K tomu přistoupí ještě napětí $\bar{\tau}$ od ohybového momentu síly F_{32} (tab.2).



Obr. 22

$$\begin{aligned} l &= 24 \text{ mm} \\ \phi d &= 19,2 \text{ --} \\ \phi d_2 &= 35,2 \text{ --} \end{aligned}$$

VŠST Liberec	Pevnostní výpočet	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 42

Při rovnováze platí: $F_{45 \max} \cdot c = T \cdot a$

kde $a = 2/3 l = 16 \text{ mm}$

odtud $T = F_{45} \cdot c / a = 290 \cdot 50 / 16 = 905 \text{ Kp}$

Sílu T vypočteme (viz obr.22).

$$\tau = d \frac{1}{2} \cdot \frac{\bar{p}}{2}$$

$$\bar{p} = \frac{4T}{d \cdot l} = \frac{4 \cdot 905}{19,2 \cdot 24} = 7,85 \text{ Kp/mm}^2$$

V uvažovaném místě potom dostáváme:

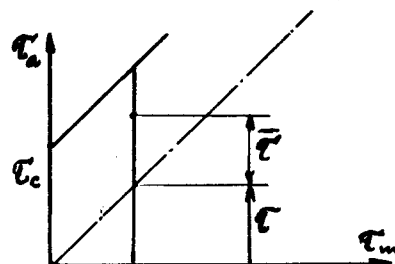
$$\bar{\sigma}_r = \bar{p}; \quad \bar{\sigma}_t = c \cdot \bar{p} = 1,25 \cdot 7,85 = 14,5 \text{ Kp/mm}^2$$

Smykové napětí bude:

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{\sigma}_r + \bar{\sigma}_p}{2} = \frac{7,85 + 14,5}{2} = 11,17 \text{ Kp/mm}^2$$

Toto střídavé napětí $\bar{\tau}$ bude superponováno ke stálému smykovému napětí τ od lisovaného spoje.

Výslednou bezpečnost určíme opět se Smithova diagramu pro materiál náboje:



MĚŘ: $1 \text{ Kp/mm}^2 \cong 1 \text{ mm}$

$$s = 1,35$$

Tuto bezpečnost můžeme považovat za vyhovující, vzhledem k tomu, že pravděpodobnost maximálního možného přesahu v uložení H7/n6 je malá.

Výše uvedené výpočty představují jen malou část nutných výpočtů pro pevnostní kontrolu celého mechanismu. Pevnostní kontrola všech součástí do detailu by přesáhla rámec diplomové práce.

VŠST Liberec	Závěr	Katedra	KTP
Fakulta strojní		DP	43

Závěr.

V dané diplomové práci byl proveden rozbor možných struktur mechanismů pro realizaci přibližného klidu a nesymetrie zdvihu bidla. Synteticky byl navržen za původní čtyřčlenný mechanismus mechanismus nový. Je to šestičlenný mechanismus, kterého ještě nebylo použito jako přírazového mechanismu v textilním průmyslu.

Bylo provedeno kinematické a dynamické řešení. Z velikosti průběhu rychlostí a zrychlení bidla je vidět, že tento typ mechanismu má výhodnější podmínky, jako jemu podobný mechanismus čtyřčlenný. V tom je výhodnost daného návrhu tohoto typu transformace přenosu pohybu z kliky na bidlo.

Celý mechanismus byl konstruován tak, aby jej bylo možno použít pro skřipcový stav nové koncepce s nepatrnou změnou uložení kliky. Nejvíce namáhané části mechanismů byly kontrolovány pevnostně.

Závěrem bych chtěl poděkovat za obětavou pomoc při řešení daného úkolu a četné připomínky soudr.
doc.Ing.J.Charvátovi CSc.

V Liberci dne 16.6.1968.

František Egert
Egert František.

- [1] Charvát, J.: Textilní strojírenství, sv. 45,
str. 193 (1967)
- [2] Téra, P.: " Diplomová práce ", přírazový mechanismus,
VŠST - Liberec, 1966
- [3] L Industrie textile, sv. 4, str. 17 (1967)
- [4] Talavášek, O.: Konstrukce textilních strojů -
- tkací stavy, str. 15, 1967, Liberec
- [5] Hain, K.: Angewandte Getriebelehre, kap. 79, Hanover,
1956
- [6] Kiper, G.: Syntese der ebenen Gelenkgetriebe, str.26,
Verlag Düsseldorf, Berlin
- [7] Textil Praxis, sv. 7, str. 488 (1966)
- [8] Höschel, C.: Tabulky pro konstruktéry , 2.vydání,
SNTL, Praha 1961
- [9] Bolek, A.: Části strojů IV, ČSAV, Praha 1963.

VŠST Liberec	Seznam příloh a výkresů	Katedra KTP
Fakulta strojní		DP 45

Seznam příloh a výkresů.

Přílohy: P 1 Konstrukce a transformační úhly
mechanismu II

P 2 Transformační úhly mechanismu I

P 3 Průběh rychlosti pohybu bídla

P 4 Průběh zrychlení bídla

P 5 Dynamické řešení mechanismu
v přírazné poloze

Výkreasy: 0 TS - 68 - 0 sestava + 2 A4
rozpis

1 TS - 68 - 1 mečík

3 TS - 68 - 2 klikový hřídel

4 TS - 68 - 3 čep mečíku

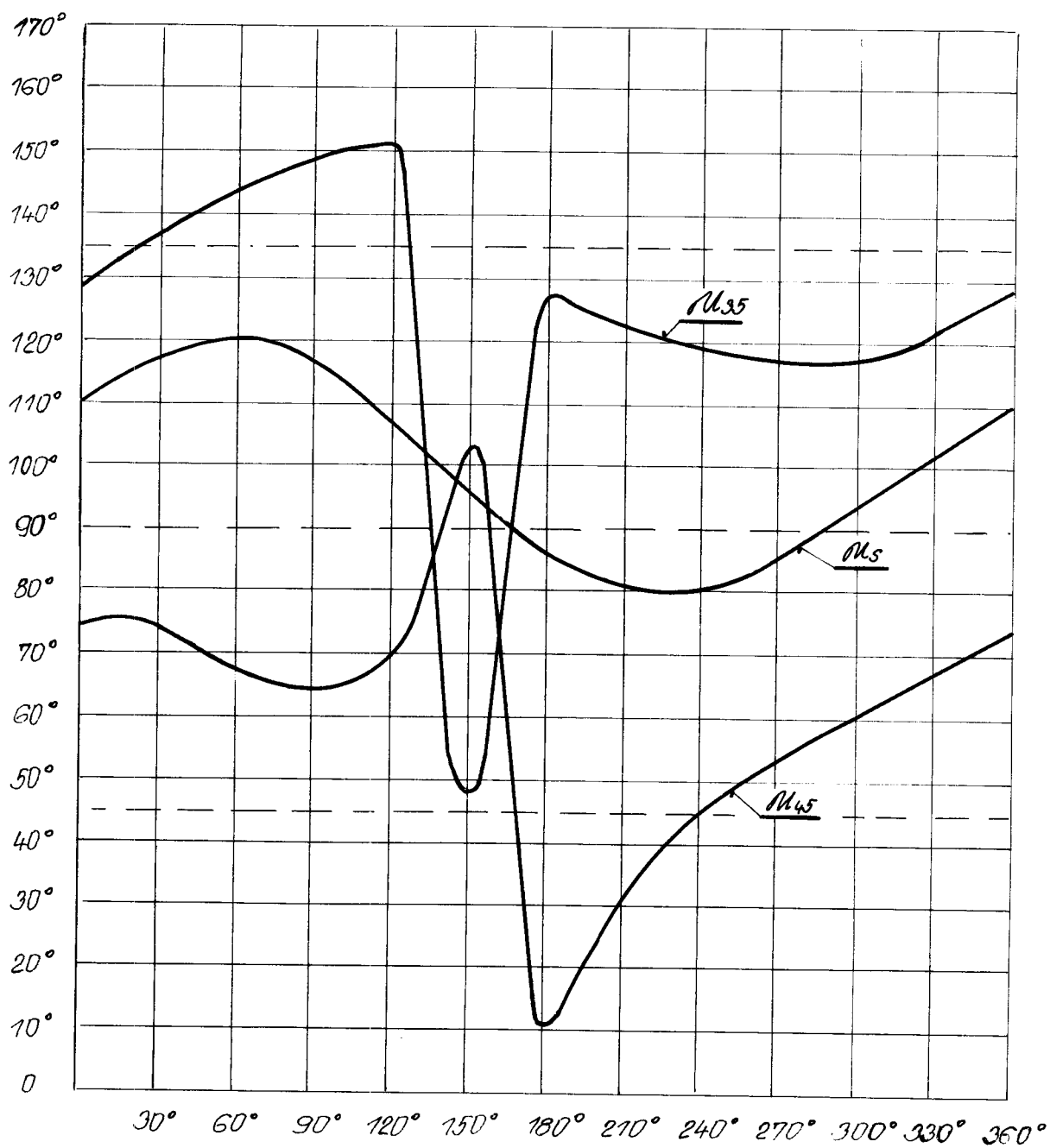
4 TS - 68 - 4 táhlo

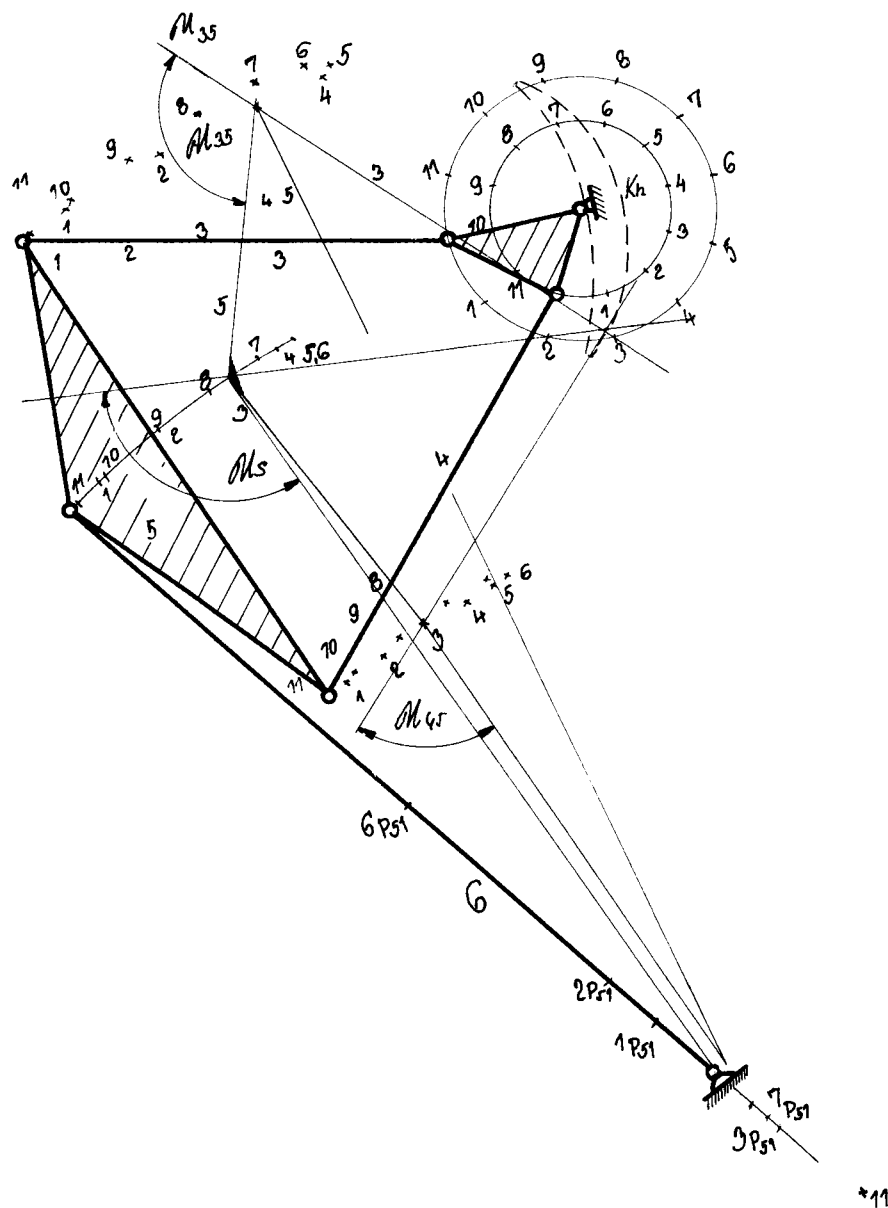
4 TS - 68 - 5 táhlo

4 TS - 68 - 6 víčko mečíku

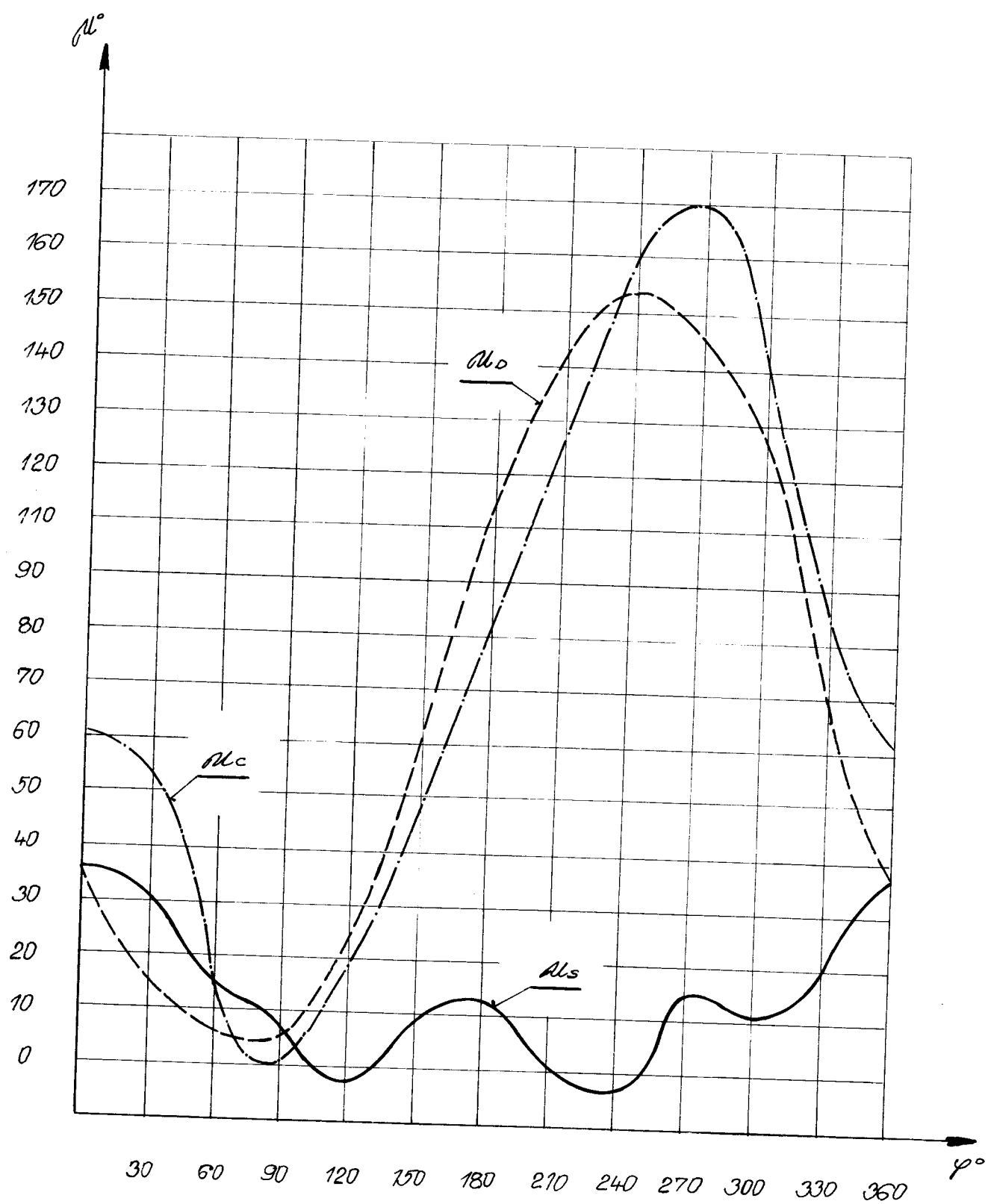
4 TS - 68 - 7 víčko mečíku

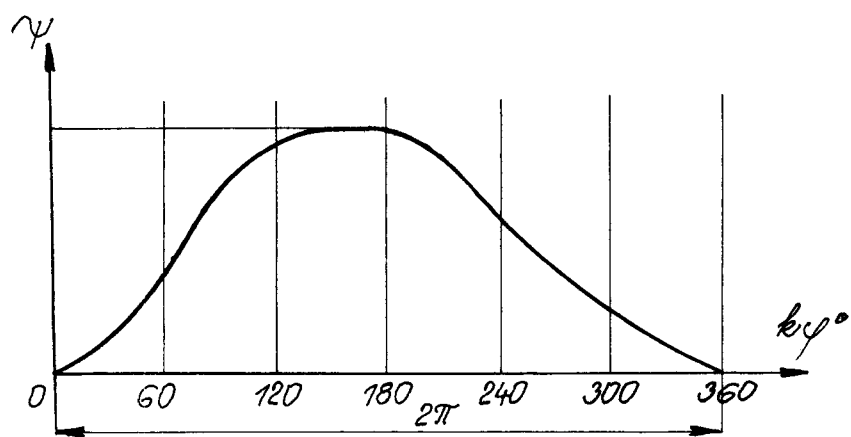
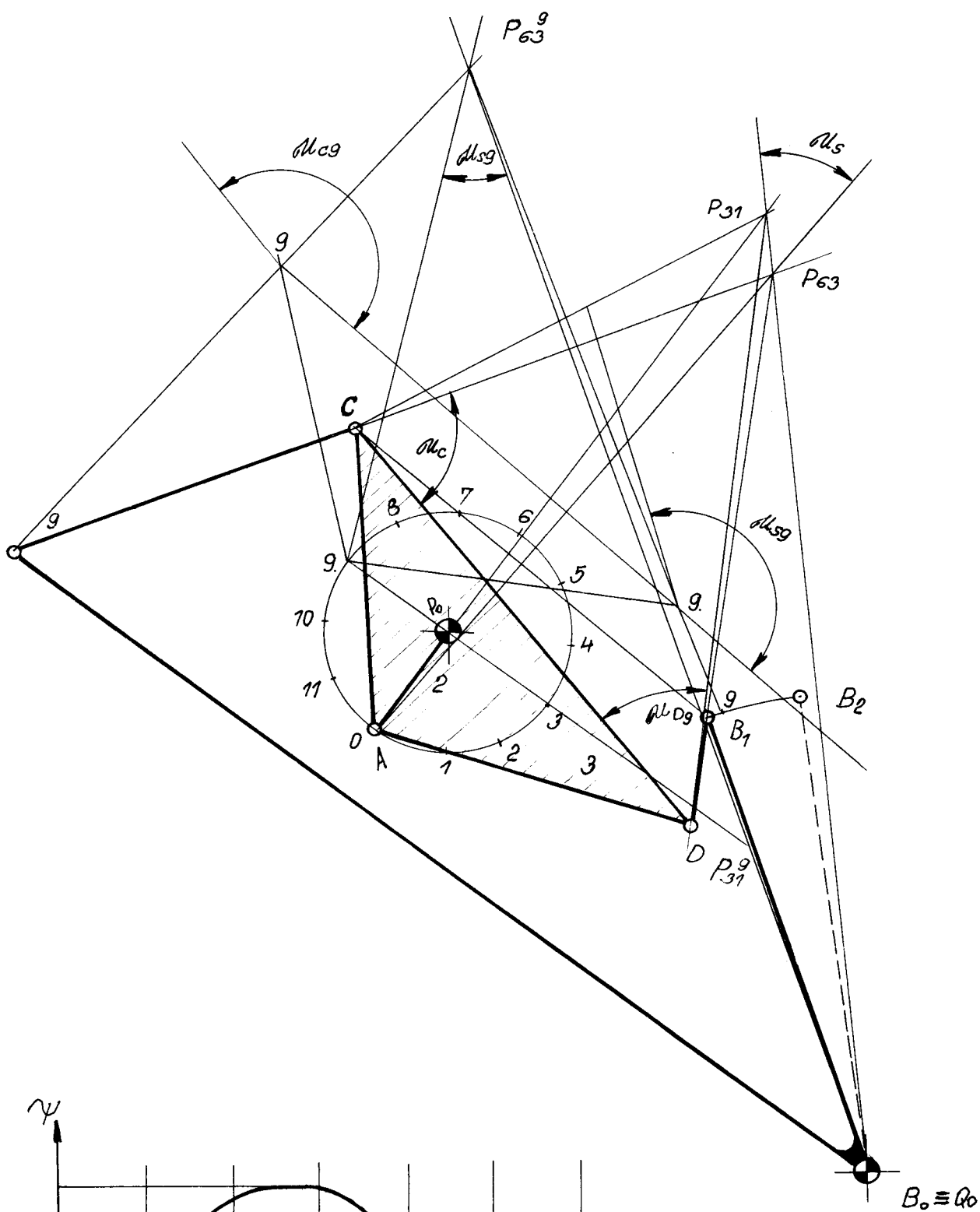
4 TS - 68 - 8 distanční kroužek





10⁵¹ * 8P₅₁





2	Šroub M 10x20	ČSN021122							1
8	Šroub M 6x10	ČSN021101							2
3	Mazací hlavice	10 ČSN 027451							3
12	Šroub M 4x8	ČSN 021134							4
2	Nýt 3,5x6	ČSN 022301							5
1	Kolík 5x40	ČSN 022153							6
1	Kroužek ø 30	ČSN 022931							7
2	Ložisko 6207	ČSN 024642							8
1	Kroužek ø 32x44x7	ÚN 029401							9
1	Kroužek ložiska	Trubka ø 25-20 ČSN 423215	11700.4						10
79	Jehly ø 2-16	ČSN 023693							11
1	Kroužek ložiska	Trubka ø 27-30 ČSN 423715	11700.4						12
32	Jehly ø 2-16	ČSN 023693							13
1	Kroužek ložiska	Trubka ø 22-20 ČSN 423715	11700.4						14
30	Jehly ø 2-16	ČSN 023693							15
1	Kroužek ložiska	Trubka ø 28-20 ČSN 423715	11700.4						16
1	Dist.kroužek	Tyč ø 28-5 ČSN 426510.12	10003						17
1	Kroužek	Trubka ø 54-8 ČSN 423045	Cu-Al-9Mn						18
1	Táhlo	Odlitek	11600					TS - 68-5	19
1	Těsnění	Papír							20
1	Příložka	Plech 3x40x100 ČSN 423045	Cu-Al-9Mn						21
1	Příložka	Plech 3x150x80 ČSN 423045	Cu-Al-9Mn						22
1	Pouzdro	Trubka ø 62-50 ČSN 423715	11000						23
1	Kroužek	Trubka ø 30-10 ČSN 425715	10003						24
1	Víčko	Odlitek	422415					TS - 68-6	25
1	Víčko	Odlitek	422415					TS - 68-7	26
2	Dist.kroužek	Tyč ø 80-25 ČSN 426510.12	11500					TS - 68-8	27
1	Kroužek ø 16	ČSN 022931							28
Počet kusů	NÁZEV - ROZMĚR	POLOTOVAR	MAT. KONEČNÝ	MAT. VÝCHOZÍ	TRUBKA ø / tloušťka	Č. VÁHA	HA-VÁHA	ČÍSLO VÝKRESU	POS.

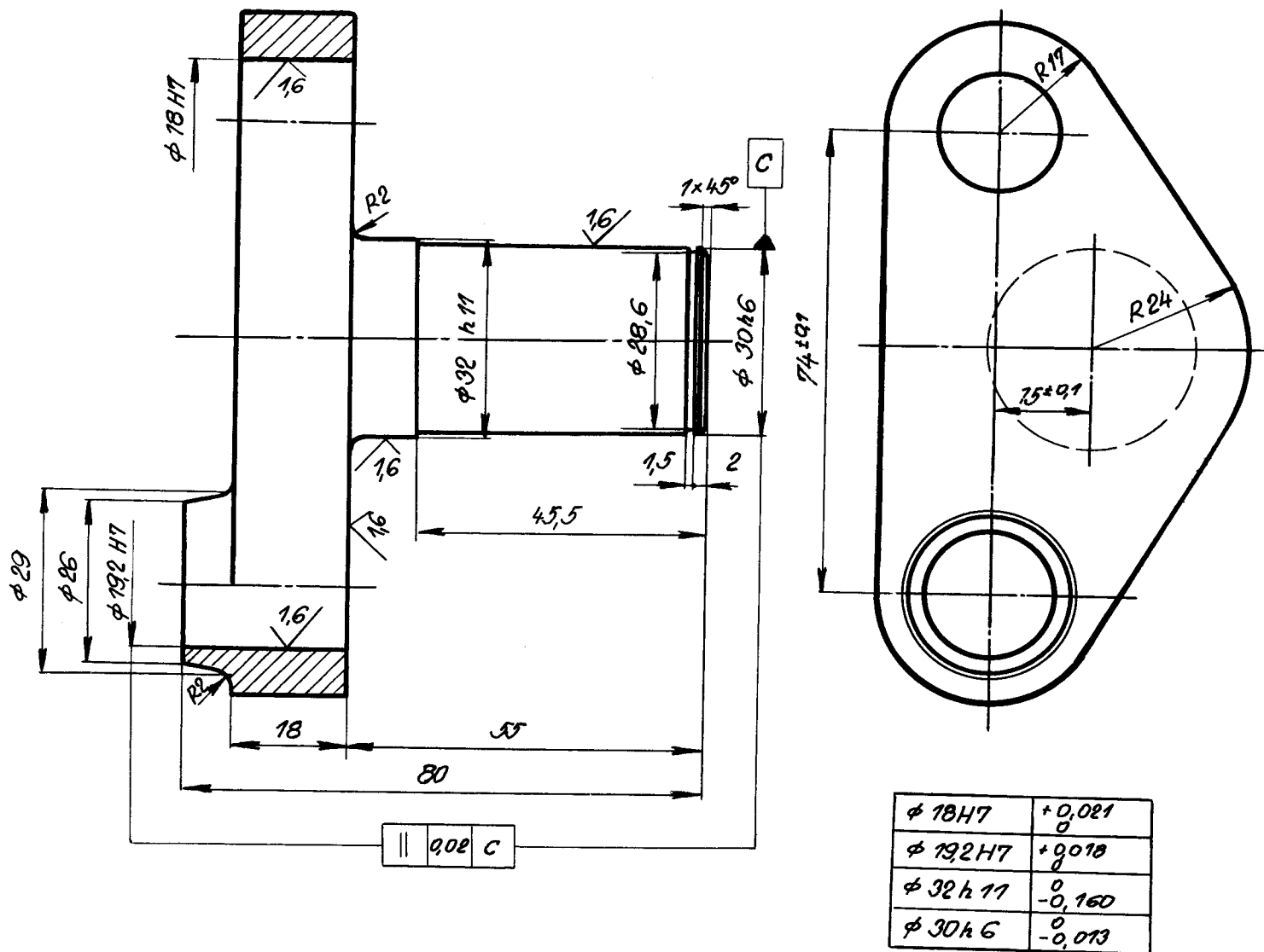
1:1

Exst

**PŘÍRAZOVÝ
MECHANISMUS**

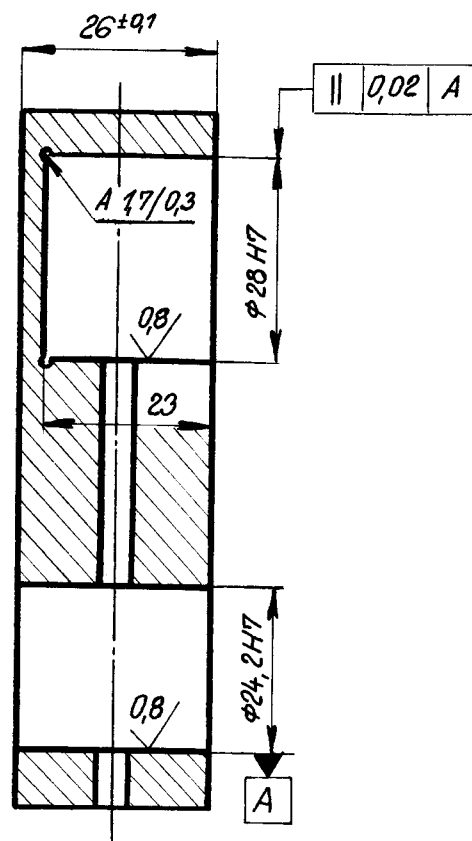
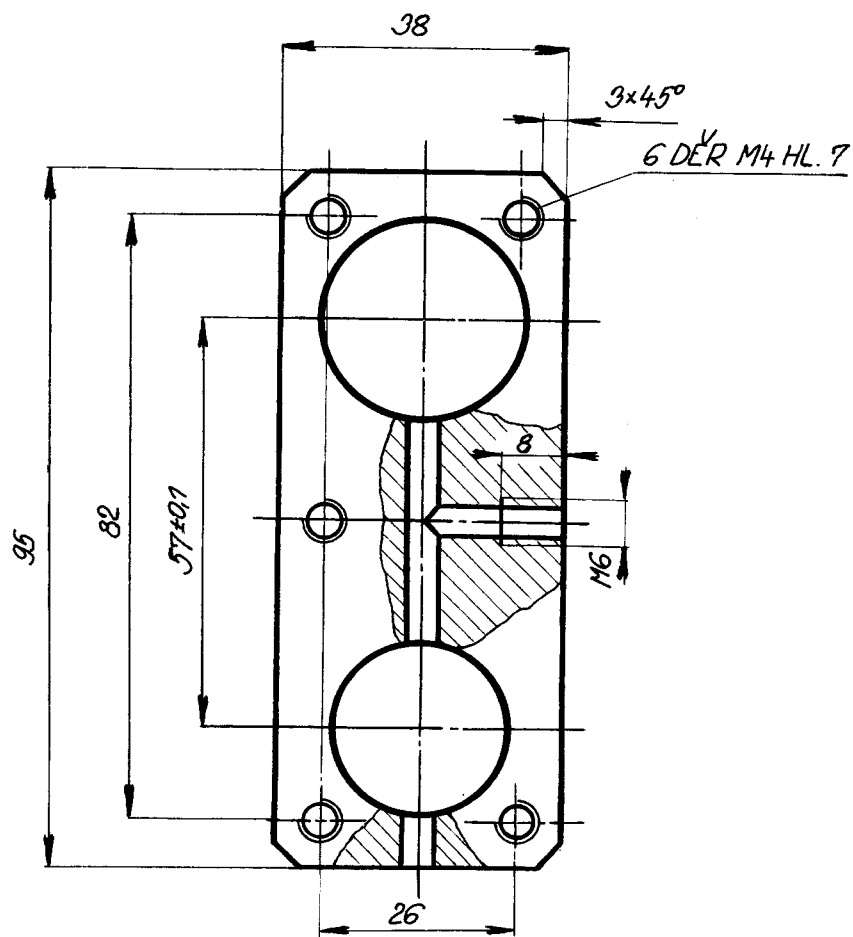
TS-68-0

32 / 16



		ODLITEK	11700.4							
Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovár	Mat. & nečný	Mat. výchoví	Třída	Č. váha	Hr.váha	Číslo výkresu	Pos.	
Poznámka										
Měřítka	Kreslil	Čís. sním.		Změna		Datum		Podpis	Index změny	
1:1	Přezkoušel									
	Norm. ref.									
	Výr. projedn.	Schválil	Č. transp.							
	Dne									
Typ		Skupina		Starý výkres		Nový výkres				
Název		ČEP		TS-68-3						
VŠST LIBEREC KTP Ústav textil. strojů				Počet listů				List		

3,2 / (0,8)

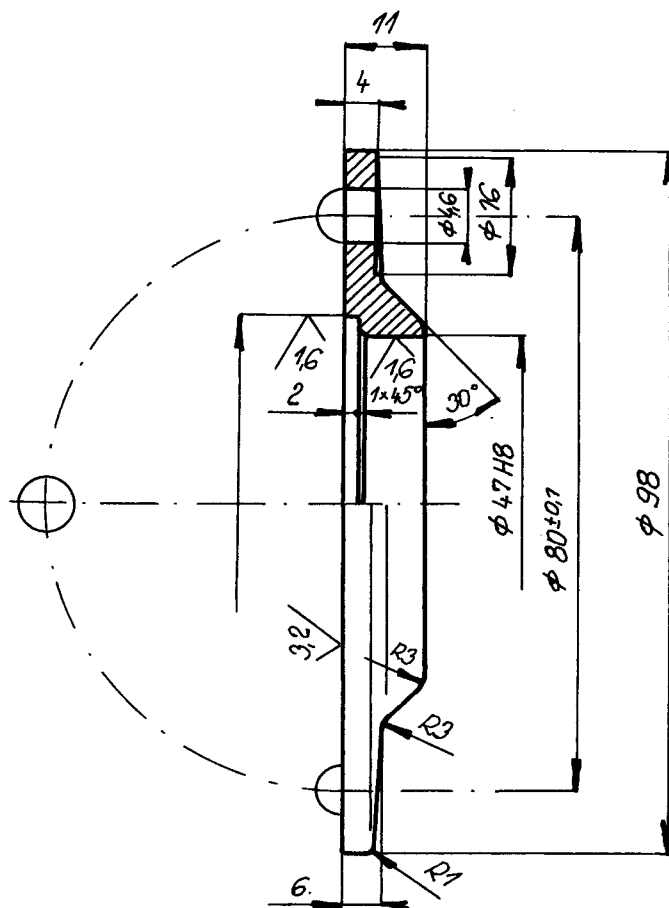


$\phi 28 H7$	$+0,021$ 0
$\phi 24,2 H7$	$+0,021$ 0

		ODLITEK	11600								
Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovary	Mst. konečný	Mat. výchozí	Třída	Velikost	Hr.váha	Číslo výkresu	Pos.		
Poznámka											
Měřítko	Kreslil	Lgt		Čís. sním.	Změna			Datum	Podpis	Index změny	
1:1	Přezkoušel										
	Norm. ref.										
	Výr. projedn.			Schválil				Č. transp.			
		Dne									
VŠST LIBEREC KTP Ústav textil. strojů		Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres					
		Název	TÁHLO		TS-68-4						
				Počet listů	List						

		ODLITEK	11600						
Název - Rozměr	Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Prádn. odr.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.	
Rozměr									
1:1	Kreslil	Čís. sním.	Změna		Datum	Podpis	Index změny		
	Přezkoušel								
	Norm. ref.								
	Výkres předn.	Č. transp.							
	Schválil								
	Dne								
Typ		Skupina	Starý výkres		Nový výkres				
Název		TÁHLO		TS-68-5					
VŠST LIBEREC KTP Ústav textil. strojů				Počet listů					
				List					

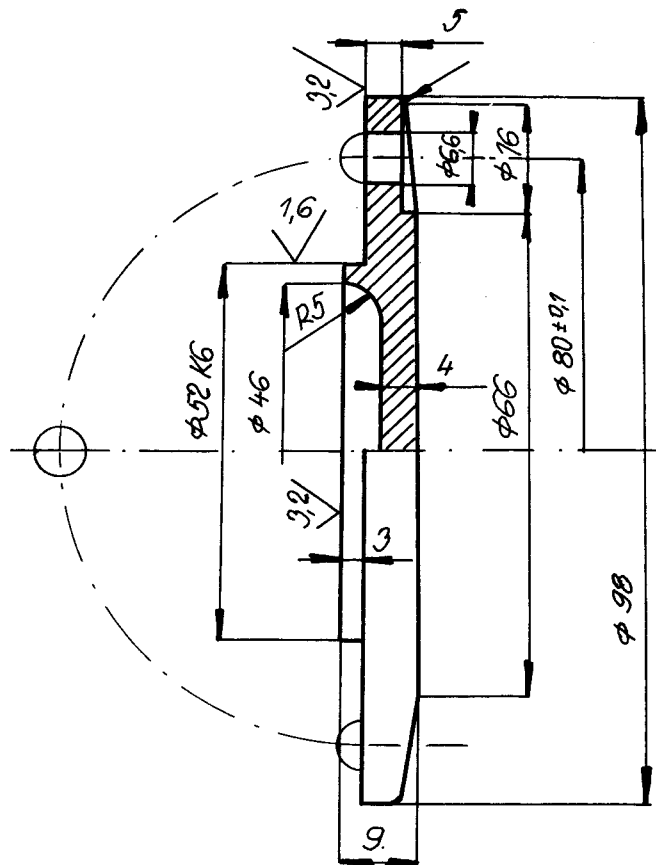
~ 25 32 1,6



$\phi 52$	$+0,030$ 0
$\phi 47$	$+0,039$ 0

		ODLITEK		42 24 75											
Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovary		Mat. výchozí	Trd. skup.	Hr.váha	Číslo výkresu	Pos.							
Poznámka															
Měřítko	Kreslil	Schválil		Č. transp.	Změna	Datum	Podpis	Index změny							
1:1	Přezkoušel														
	Norm. ref.														
	Výr. projedn.	Schválil													
		Dne													
VŠST LIBEREC KTP Ústav textil. strojů		Typ Název		Skupina	Starý výkres		Nový výkres								
		VÍČKO			TS-68-6										
					Počet listů		Lst								

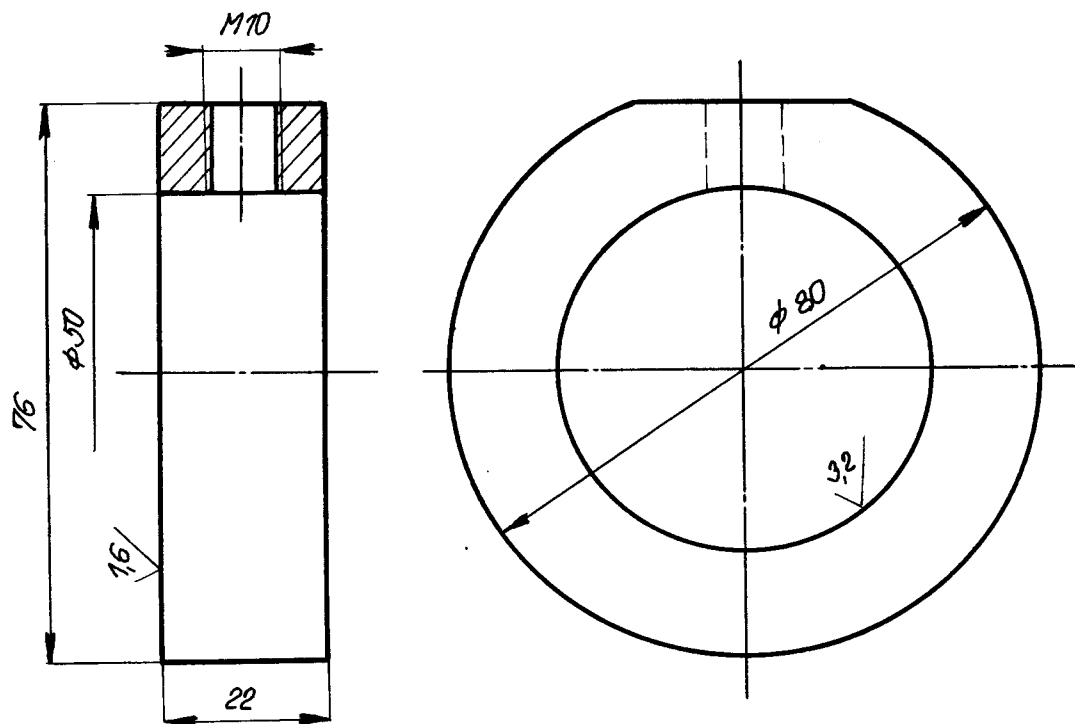
~ 25 / 3,2 / 1,6



52 K6 + 0,021
+ 0,002

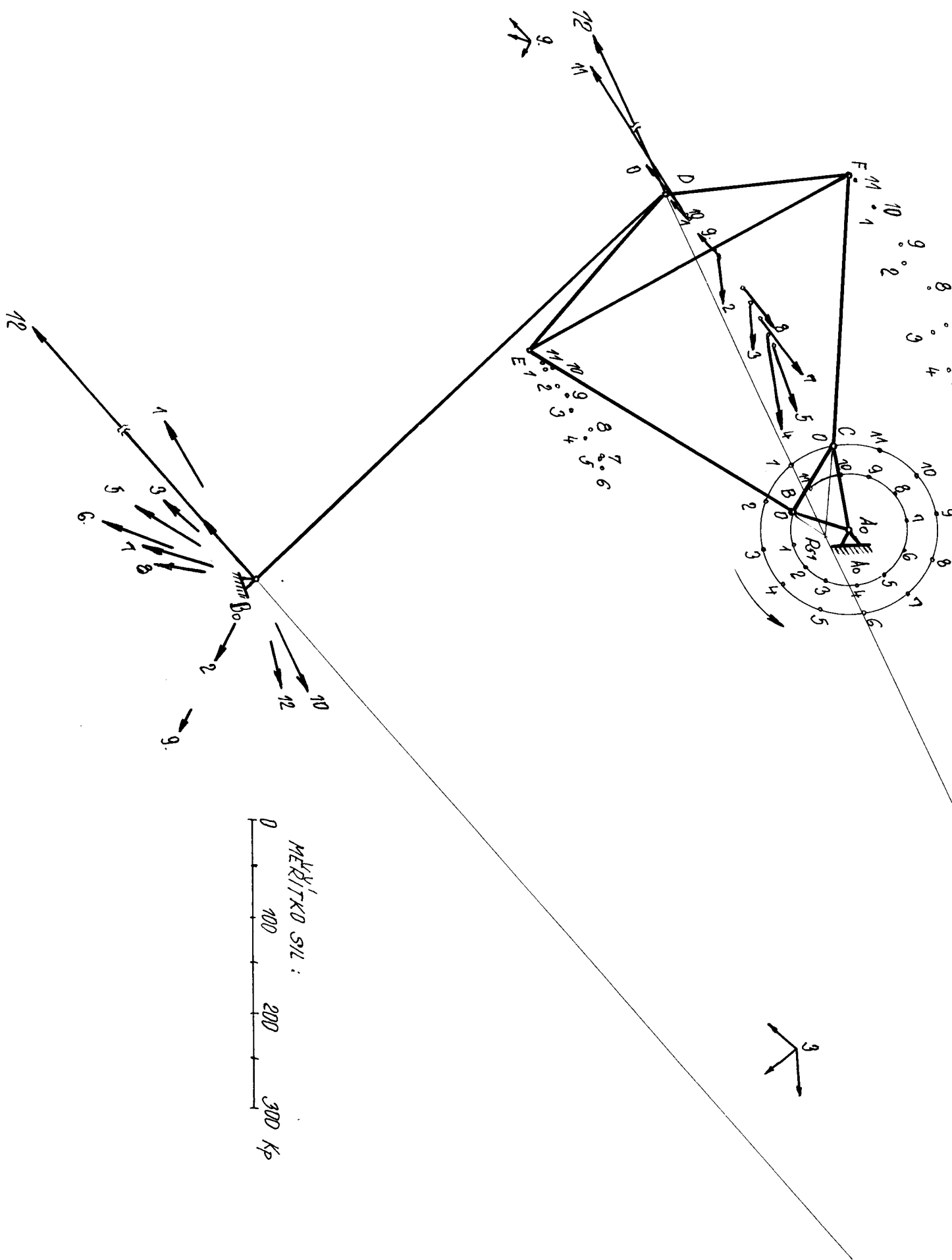
		ODLITEK	42 24 15								
Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovár	Čís. sním	Mat. výchozí	Průřez	Šířka	Hr.váha	Číslo výkresu	Pos.		
Poznámka											
Měřítko	Kreslil	Čís. sním	Změna		Datum		Podpis		Index změny		
1:1	Průzkoušel										
	Norm. ref.										
	Výr. projedn.	Schválil	Č. transp.								
		Dne									
VŠST LIBEREC K T P Ústav textil. strojů		Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres					
		Název	TS-68-7								
		VÍČKO		Počet listů						List	

32/16/



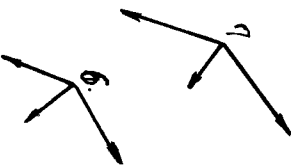
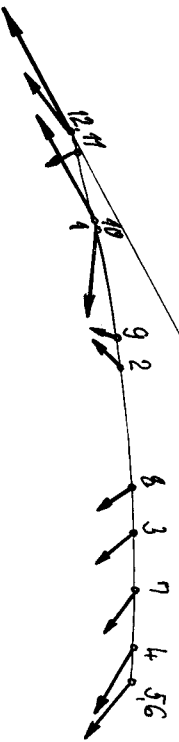
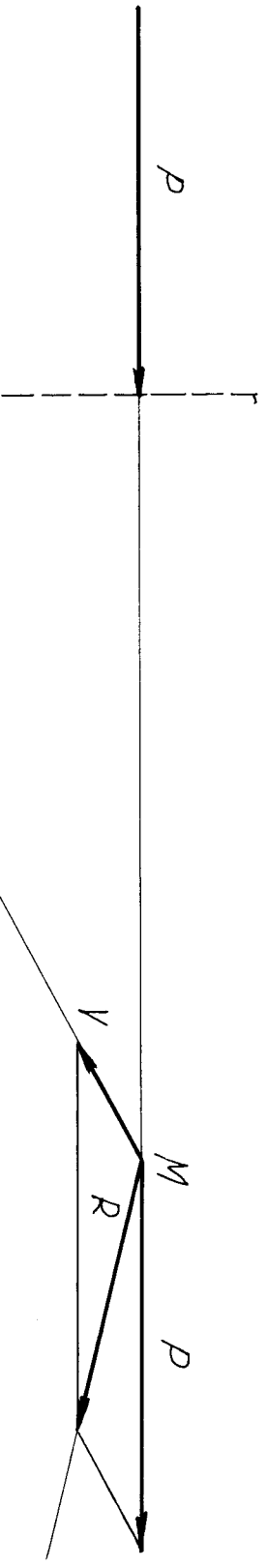
HRANY SRAŽENY $1 \times 45^\circ$

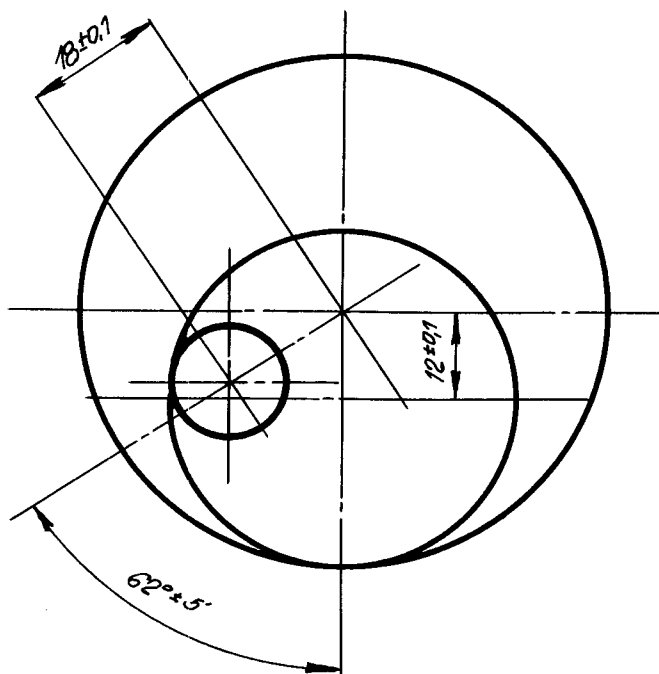
		TYČ $\phi 80-25$ ESN 42 6570. 12		11500												
Počet listů	Název - Rozměr		Polotovár	Mat. výchozí	Mat. výchozí	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.								
Poznámka																
Měřítko 1:1	Kreslil	<i>Eyst</i>		Čís. sním.					Změna		Datum		Podpis		Index změny	
	Prezkoušel															
	Norm. ref.															
	Vír. projedn.	Schválil		Č. transp.												
		Dne														
VŠST LIBEREC KTP Ústav textil. strojů		Typ		Skupina	Starý výkres				Nový výkres							
		Název		DIST. KROUŽEK				TS-68-8								
				Počet listů				List								



0
 100
 200
 300 Kp
 МЕРИТКО СИЛ :

P5

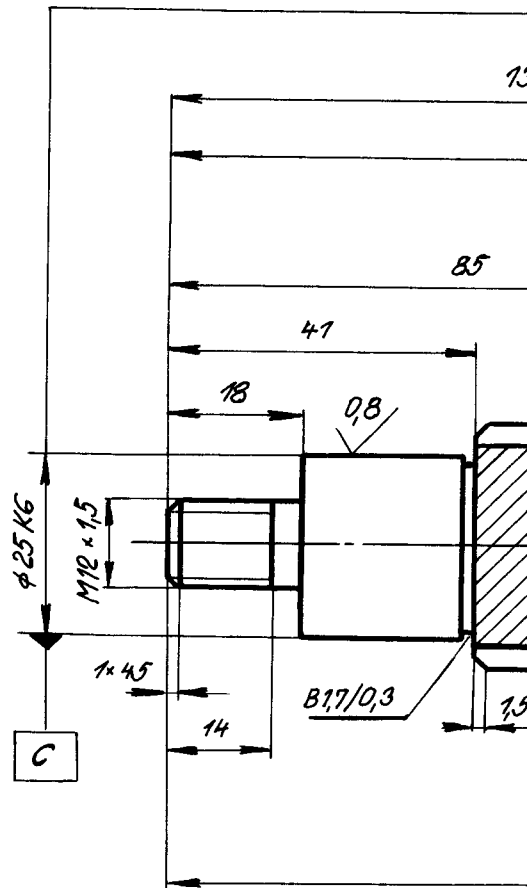
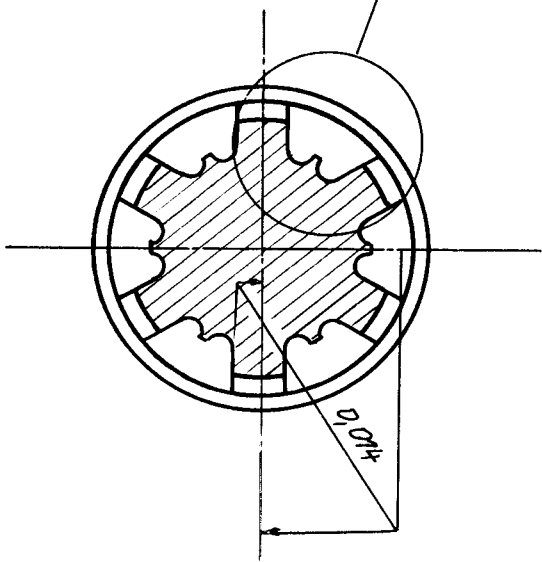




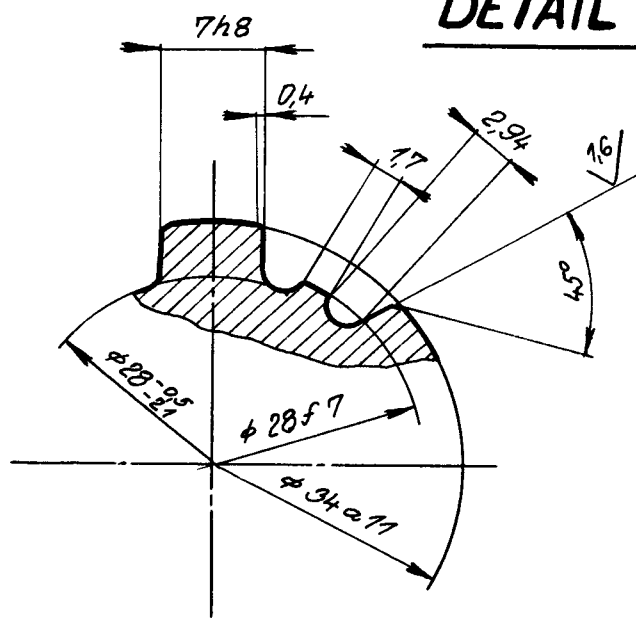
ŘEZ A-A

PROFIL 28 f 7 x 34 a 11 x 7 h 8
ČSN 01 4943

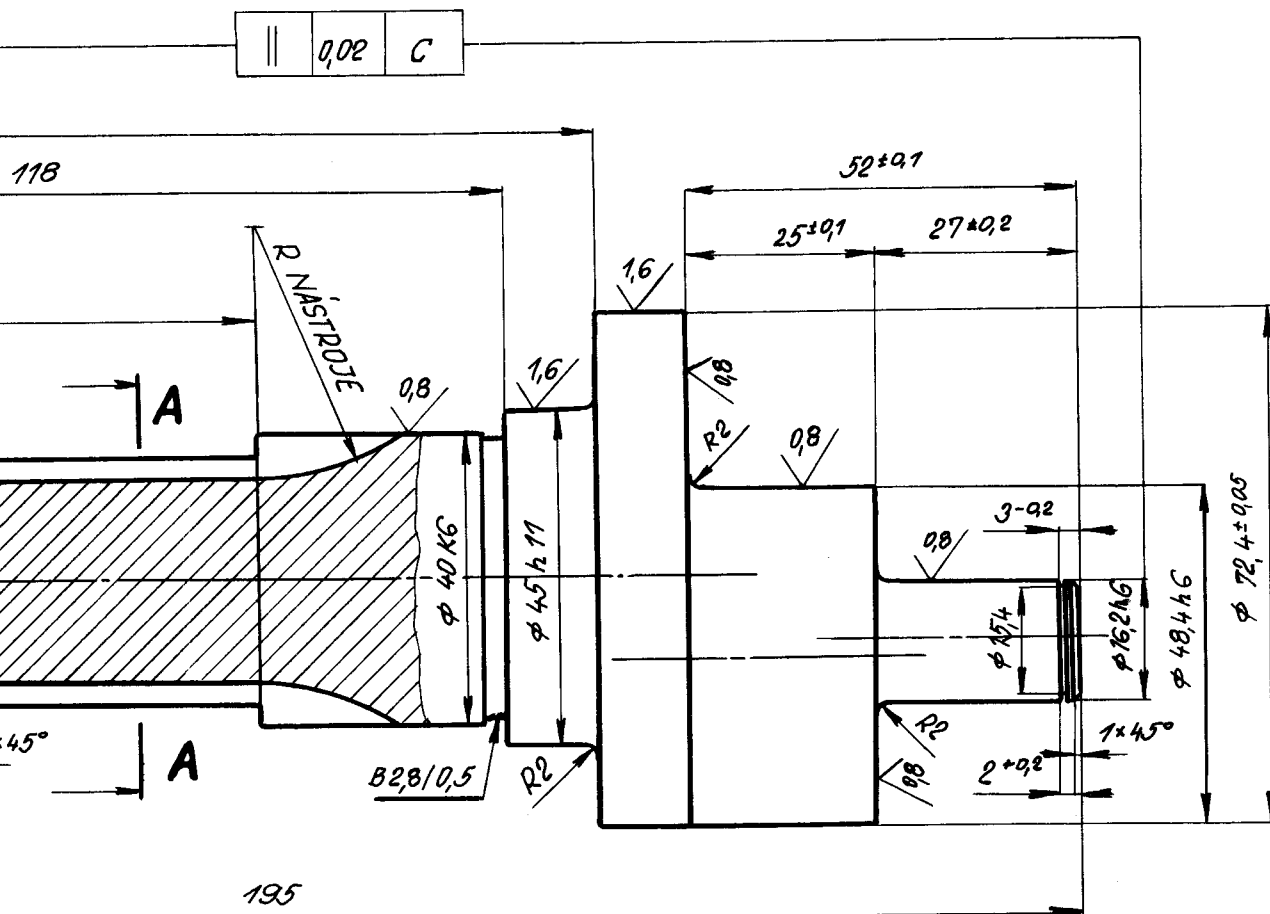
B



DETAIL

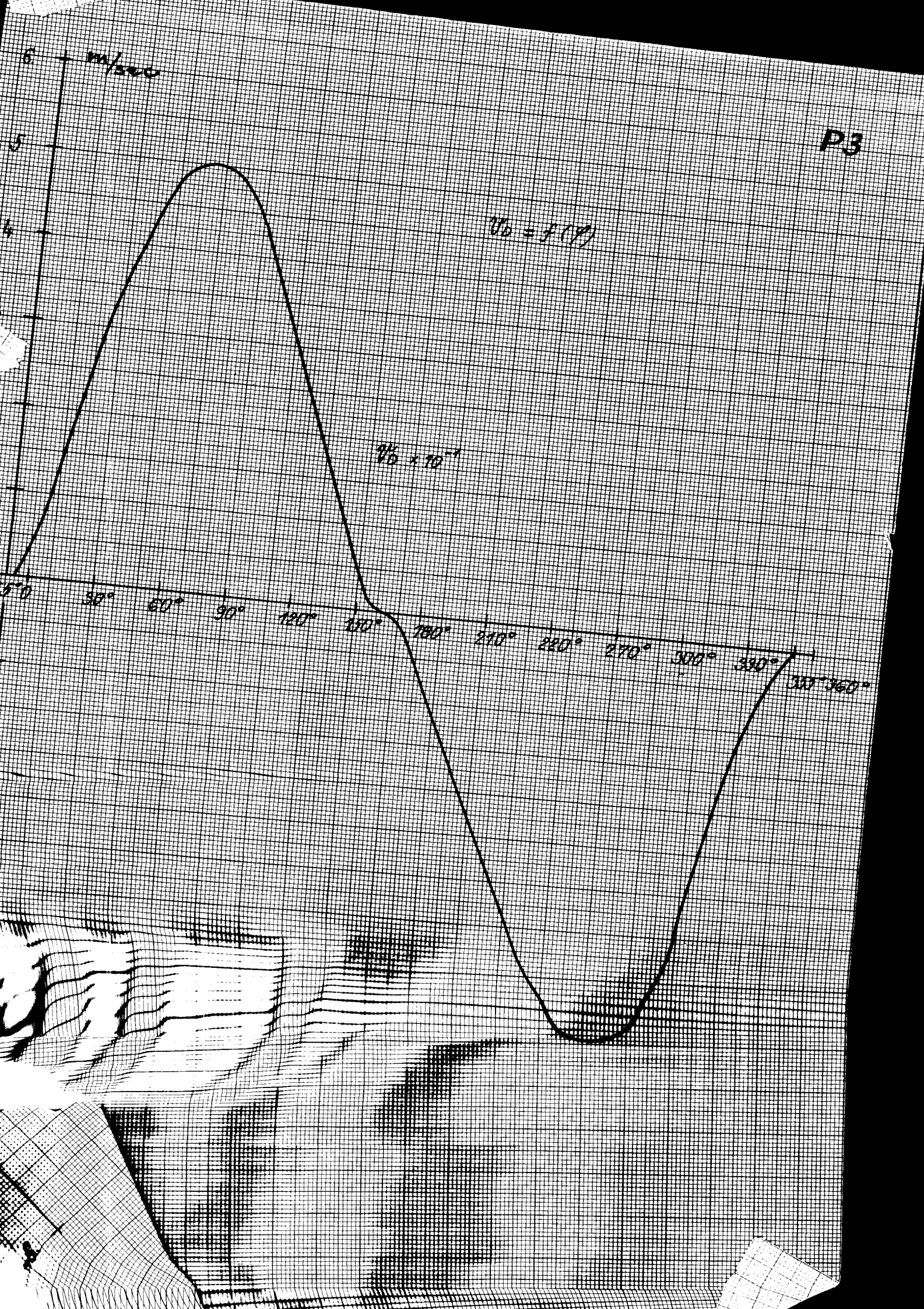


3,2 / 0,8 / 1,6



φ 16,2 h6	0 -0,011
φ 48,4 h6	0 -0,016
φ 35 h 11	0 -0,160
φ 30 K6	+0,015 0,002
φ 25 K6	0,015 0,002
φ 28 f7	-0,020 -0,041
φ 34 h 11	-0,300 -0,430
7 h 8	0 -0,022

		TYČ φ75-200 ČSN 416640		16640.3									
Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovár	Mst. značný	Mat. výchozí	IFd	4 v íha	Hr.váha	Číslo výkresu	Poc.				
Poznámka													
Měřítko	Kreslil	Přezkoušel		Čís. sním					Změna		Datum	Podpis	Index změny
1:1	Norm. ref.	Výr. projedn.		Schválil	Č.transp.								
		Dne											
VŠST LIBEREC KTP Ústav textil. strojů		Typ Název		Skupina		Starý výkres		Nový výkres					
		KLIK. HRÍDEL				TS-68-2							
						Počet listů						list	

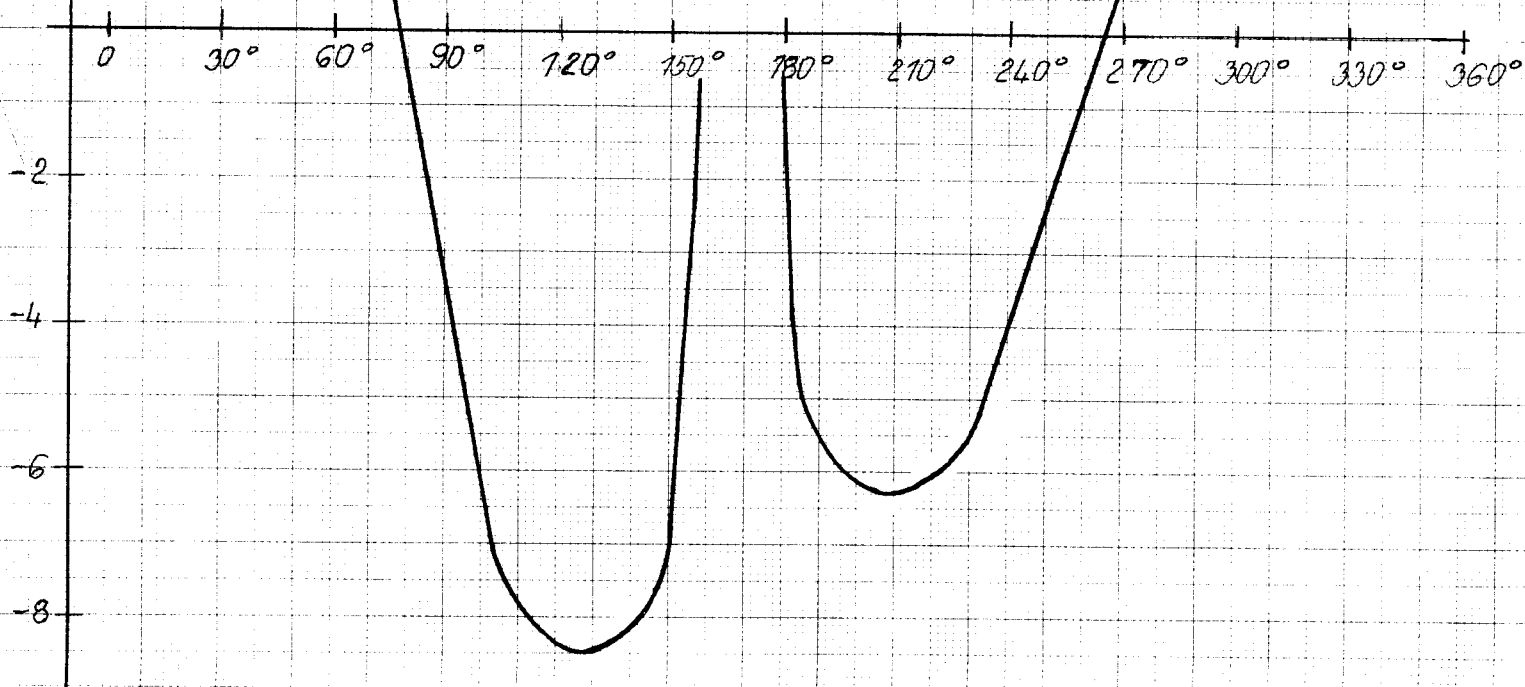


m/sec^2

P4

$$a_{dt} = f(\varphi)$$

OBLAST PŘESNĚ
NEDEFINOVANÁ



P3

