

Vysoká škola: strojní a textilní
v Liberci

Katedra: textilních strojů

Fakulta: strojní

Školní rok: 1973/74

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Václav B A H N Í K

obor 23-34-8 Výrobní stroje a zařízení - textilní stroje

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

Název tématu: Mechanismus k přetáčení skřípce

Pokyny pro vypracování:

- 1) Proveďte posouzení dosavadního mechanismu k přetáčení skřípce na tkacím stavu typu NOPAS pro 250 ot./min.
- 2) Navrhněte uvedený mechanismus se zřetelom ke zvýšeným otáčkám stavu na 350 ot/min.

Autorské právo se řídí ustanoveními MŠK, resp. 40/1964
a 136/1968 Zb. 31. 7. 1973/82-III/2 ze dne
12. července 1973, 13. 1. 1974/100-III/2 ze dne
21. 8. 1974 Zb. - zvláštní zákon č. 135/82 Zb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC - STUDENTSKÁ 2

Rozsah grafických laboratorních prací: Nakreslete rozměrový ideový návrh mechanismu k přetáčení skřipce

Rozsah průvodní zprávy: 10 stran

Seznam odborné literatury:

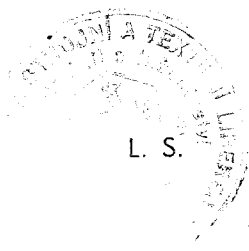
- Charvát, J. : Teorie mechanismů. Skripta VŠST Liberec, 1970.
Kožešník, J. : Dynamika strojů - Praha, 1958, SNTL.
Szabo, I. : Mechanika tuhých těles - Praha, 1967, SNTL.
a kapalin

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Libánský, VÚTS, Liberec

Konsultanti: Ing. Jan Bílek, VÚTS, Liberec

Datum zahájení diplomové práce: 15. 10. 1973

Datum odevzdání diplomové práce: 31. 5. 1974



Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Vedoucí katedry

Doc. Ing. Oldřich Krejčíř, CSc

Děkan

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipek	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.3

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

Václav Balmík

V Liberci dne 31.V.1974

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce		KTS
Fakulta strojní		1974	str.1

VŠST Liberec-fakulta strojní
Stavba výrobních strojů-textilní stroje
Obor 23-34-8

Vedoucí práce: Ing. Jiří Libánský, VÚTS Liberec

Konzultant : Ing. Jan Bílek, VÚTS Liberec

Počet stran : 120

Počet příloh : 4

Počet tabulek: 4

Počet obrázků: 31

Počet výkresů: 3

Počet modelů : -

DT : 677.052.001.7

VŠST Liberec		KTS	
Mechanismus k přetáčení skřipce		1974	str. 4
Fakulta strojní			
 <u>OBSAH</u>			
	Úvodní list		1
	Úřední zadání		2
	Místopřisežné prohlášení		3
	Obsah		4
	Seznam obrázků, tabulek, příloh a výkresů		7
1.0	Úvod		11
2.0	Hmotové poměry mechanismu k přetáčení skřipce		22
2.1	Hmota jednotlivých členů mechanismu		22
2.2	Moment setrvačnosti skřipcové skříně a vnitřních ložiskových kroužků		24
2.2.1	Moment setrvačnosti skřipcové skříně bez skřipce		26
2.2.2	Moment setrvačnosti skřipcové skříně se skřipcem		27
2.2.3	Moment setrvačnosti vnitřních ložiskových kroužků		27
2.2.3.1	Moment setrvačnosti vnitřního ložiskového kroužku prvního ložiska		28
2.2.3.2	Moment setrvačnosti vnitřního ložiskového kroužku druhého ložiska		28
2.2.4	Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně		28
2.2.4.1	Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně bez skřipce		29
2.2.4.2	Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně se skřipcem		29
2.3	Redukovaná hmota mechanismu		30
2.3.1	Redukovaná hmota mechanismu bez skřipce		31
2.3.2	Redukovaná hmota mechanismu se skřipcem		31
3.0	Silové poměry mechanismu k přetáčení skřipce		32

VŠST Liberec		KTS	
Mechanismus k přetáčení skřínice		1974	str.5
Fakulta strojní			
3.1	Síla pružiny		32
3.2	Síla způsobená pasivními odpory		34
3.2.1	Síla způsobená pasivními odpory v první fázi pohybu zvedáku		36
3.2.2	Síla způsobená pasivními odpory ve druhé, třetí a čtvrté fázi pohybu zvedáku		38
3.2.3	Síla způsobená pasivními odpory samostatné skřipcové skříně		38
3.3	Tíhové síly		38
4.0	Kinematika mechanismu k přetáčení skřipce		40
4.1	Graficko-počítáková metoda zjištění rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu		40
4.1.1	Výpočet zdvihové závislosti		41
4.1.2	Rychlost a zrychlení zvedáku mechanismu		42
4.1.2.1	Rychlost zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 125 \text{ ot/min}$		46
4.1.2.2	Zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 125 \text{ ot/min}$		47
4.1.2.3	Rychlost a zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 175 \text{ ot/min}$		49
4.2	Analytická syntéza vačkového mechanismu		50
4.2.1	Jednotková poměrná funkce zdvihu, rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu		50
4.2.2	Poměrná funkce zdvihu, rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu		57
4.2.3	Skutečný zdvih, skutečná rychlost a skutečné zrychlení zvedáku mechanismu		62
4.2.3.1	Hodnoty zdvihu, maximální hodnoty skutečné rychlosti a skutečného zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 125 \text{ ot/min}$		63

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.6
4.2.3.2	Hodnoty zdvihu, maximální hodnoty skutečné rychlosti a skutečného zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 175 \text{ ot/min}$	64	
4.3	Výrobní souřadnice vačky	66	
4.3.1	Výpočet výrobních souřadnic vačky	69	
4.3.2	Interpolace	71	
5.0	Dynamika mechanismu k přetáčení skřipce	73	
5.1	Výsledná síla působící na zvedák mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 125 \text{ ot/min}$	78	
5.2	Výsledná síla působící na zvedák mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 175 \text{ ot/min}$	84	
6.0	Návrh nového mechanismu k přetáčení skřipce pro $n = 175 \text{ ot/min}$	91	
6.1	Návrh mechanismu s úpravou pružin	92	
6.2	Návrh mechanismu s jiným uspořádáním členů mechanismu	98	
6.3	Návrh mechanismu s dvojicí vaček	111	
6.3.1	Provedení s pružným členem	111	
6.3.2	Provedení bez pružného členu	113	
6.3.3	Provedení s jedním ozubeným hřebem	114	
7.0	Závěr	116	
	Literatura	120	

VŠST Liberec		KTS	
Fakulta strojní		1974	str.7
Mechanismus k přetáčení skřipce			
<u>SEZNAM OBRÁZKŮ</u>			
Poř. číslo	Název	str.	
1	Diagram funkcí stroje typu OK-3	18	
2	Schéma mechanismu k přetáčení skřipce	23	
3	Bifilární závěs	25	
4	Vnitřní ložiskový kroužek	25	
5	Uspořádání pružin v mechanismu k přetáčení skřipce	33	
6	Pracovní diagram pružin mechanismu	35	
7	Fáze pohybu zvedáku	37	
8	Grafická derivace	44	
9	Průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu	51	
10	Průběh zrychlení zvedáku mechanismu	37	
11	Schéma přírazového mechanismu	68	
12	Blokové schéma výpočtu výrobních souřadnic vačky	70	
13	Blokové schéma interpolace	72	
14	Síly působící v mechanismu při pohybu bez skřipce	76	
15	Síly působící v mechanismu při pohybu se skřipcem	77	
16	Diagram sil působících v první a druhé fázi pohybu zvedáku pro $n = 125$ ot/min	79	
17	Diagram sil působících ve třetí a čtvrté fázi pohybu zvedáku pro $n = 125$ ot/min	80	
18	Diagram sil působících v první a druhé fázi pohybu zvedáku pro $n = 175$ ot/min	86	
19	Diagram sil působících ve třetí fázi pohybu zvedáku pro $n = 175$ ot/min	88	

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.8
20	Diagram sil působících ve čtvrté fázi pohybu zvedáku pro $n = 175 \text{ ot/min}$	90	
21	Uspořádání pružin v mechanismu k přetáčení skřipce podle oddílu 6.1	93	
22	Pracovní diagram pružin mechanismu podle oddílu 6.1	95	
23	Diagram sil působících ve čtvrté fázi pohybu zvedáku v mechanismu podle oddílu 6.1 pro $n = 175 \text{ ot/min}$	97	
24	Schéma mechanismu k přetáčení skřipce podle oddílu 6.2	99	
25	Síly působící v mechanismu podle oddílu 6.2 při pohybu bez skřipce	101	
26	Síly působící v mechanismu podle oddílu 6.2 při pohybu se skřipcem	102	
27	Diagram sil působících v první a druhé fázi pohybu zvedáku mechanismu podle oddílu 6.2 pro $n = 175 \text{ ot/min}$	104	
28	Diagram sil působících ve třetí fázi pohybu zvedáku mechanismu podle oddílu 6.2 pro $n = 175 \text{ ot/min}$	107	
29	Diagram sil působících ve čtvrté fázi pohybu zvedáku mechanismu podle oddílu 6.2 pro $n = 175 \text{ ot/min}$	109	
30	Schéma mechanismu k přetáčení skřipce podle oddílu 6.3.1	112	
31	Schéma mechanismu k přetáčení skřipce podle oddílu 6.3.3	115	

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.9

SEZNAM TABULEK

Poř. číslo	Název	str.
I	Charakteristika pružin mechanismu	35
II	Tabulka zdvihové závislosti	43
III	Porovnání hodnot zdvihu, rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu získaných graficko-počítačovou metodou /g-p / a analytickou metodou / a /	67
IV	Charakteristika pružin mechanismu podle od- dílu 6.1	95

SEZNAM PŘÍLOH

Poř. číslo	Název
I	Grafická derivace zdvihové závislosti v první fázi pohybu zvedáku
II	Grafická derivace zdvihové závislosti ve druhé fázi pohybu zvedáku
III	Grafická derivace zdvihové závislosti ve třetí fázi pohybu zvedáku
IV	Grafická derivace zdvihové závislosti ve čtvrté fázi pohybu zvedáku

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 10

SEZNAM VÝKRESŮ

Číslo	Název
Tk-00.0001	Probozní zařízení
Tk-00.9057	Vačka-přetáčení skřipce
Tk-00.0002	Vačka-přetáčení skřipce

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.11

1.0 ÚVOD

V tkalcovství se projevuje v posledních letech snaha získat nový, víceúčelový tkací stav. Jsou zadávány úkoly, které mají k výrobě takového tkacího stavu dát základ. Cílem je zavést postupně do provozu řadu variant, odvozených ze základního provedení, které by umožnily výrobu veškerého sortimentu tkanin různé šíře, kromě tkanin speciálních. Vyvíjejí se bezčlunkové tkací stavy se vzduchovým, hydraulickým nebo skřipcovým prohozem útku a další systémy. Po ukončení vývoje vzduchového typu tkacího stavu se jevílo výhodné rozdělit výrobu tkanin tak, aby náročné tkaniny byly vyráběny na tkacích stavech s prohozem skřipcovým, nenároč-
né, jednodušší tkaniny na stavech s prohozem vzduchovým.

Vývojem tkacích stavů se skřipcovým prohozem se zabý-
vá už dlouhou řadu let švýcarská firma Sulzer. V Českoslo-
vensku se vyvíjejí tkací stavy se skřipcovým prohozem s cí-
lem vytvořit nový skřipcový systém, který by byl dokonalejš-
ší a levnější než systém firmy Sulzer. Možnost nabrátit
v budoucnosti veškeré v Československu vyráběné tkací sta-
vy jediným univerzálním typem schopným konkurovat zahra-
ničním strojům je perspektivní. Pro československé stroje
nového systému NOPAS není počet otáček $n = 250 \text{ ot/min}$ hod-
notou konečnou, protože například při stejném počtu otá-
ček má systém NOPAS o jednu třetinu nižší rychlost skřip-
ce a čas pro ovládnutí barevné záměny je téměř sedmkrát del-
ší než u systému Sulzer.

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřípce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.12

Na rozdíl od systému Sulzer, u něhož se skřípce probíhá z jedné strany, u systému NOPAS je jediný skřípce probíhán z obou stran. Skřípce je na každé straně stroje po proběhu přetáčen o 180° . Takovéto provedení je výhodné a vyřešilo současně několik problémů:

- 1/ Vzhledem k tomu, že se jedná o oboustranný systém probíhu a že je umožněno odebírání útku současně ze dvou cívek, umístěných na postranních stroje, je zajištěno míchání útku, které je pro některé druhy tkanin důležité.
- 2/ Aby bylo možno vyrábět jednotlivé druhy tkanin v různé šíři, je u jiných systémů nutno řešit délkovou regulaci probíhovanou přídě např. tak, že probíhací zařízení je umístěno jen na jedné straně traciho stavu, jako je to u systému Sulzer. U systému NOPAS je umožněno díky vyřešení jednoduchého probíhacího zařízení umístit celý systém ovládní skřípce na pohybojící se bídlo a regulaci provést jednodušším způsobem.
- 3/ Pro tento typ probíhu je možné použít skřípce, který je na jednom konci uzpůsoben k rozvírání sepnutých osnovních nití a na druhém konci k jednoduchému zachycení útkové nitě mezi pero skřípce a ozub skřípce.
- 4/ Otočné uložení skřípcové skříně umožňuje jednoduché navádění a zachycení útkové nitě do skřípce. Pero skřípce, který je spolu s celým mechanismem ovládní umístěn na bídle, je v době přírazu, kdy je skřípce nejbližší pevné naváděcí jehle, zcela jednoduše touto jehlou odtlačeno a pře-

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.13

hrozený útek je uvolněn ze sevření mezi perem a ozubem skřipce. Při pootočení skřipcové skříně do polohy pro navádění je nový útek zasunut pod ozub skřipce. Po přetočení skřipce do vystřelovací polohy je nově navedený útek opáán kolem ozubu skřipce a tím je zajištěno bezpečné držení útku i v případě nižšího tlaku pera na útek. Držení útku je tedy zajištěno jednak sevřením mezi perem a ozubem skřipce, jednak opááním útku kolem ozubu skřipce.

5/ Díky otočnému ovládní skřipce je odpaď poměrně malý. Útek, který je zachycen v zadní části skřipce, je spolu se skřipcem prohozen a po zastavení je posunut co nejbliže k okraji tkaniny. Délka odpaďu je rovna dvojnásobku vzdálenosti ozubu skřipce od nože, protože útek je v této vzdálenosti opáán kolem ozubu, a šelce konců útku zůstávajících v tkanině.

Pro zajištění uvažovaného principu otočného uspořádání je také podmínkou ovládní skřipce ve směru prohozu a bezchybné splnění požadavků na polohu po doletu a před prohozem. Znamená to uskotečnit přesné a účinné zabrzdění a utlumení skřipce po prohozu, provádět kontrolu včasnosti doletu skřipce do skřipcové skříně, zabezpečit přesné nastavení skřipce v polohy doletové do polohy naváděcí a vystřelovací a zajištit vypoštění skřipce ve správném okamžiku.

Úkolem této diplomové práce je zabývat se mechanismem k přetáčení skřipce na tkací stavu NOPAS OK-3. Je to automatický tkací stav se skřipcovým prohozem, s obousměrnou záměnou útku a střiháním konců útku. Je určen pro tkaní ne-

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřípce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.14

konečných vláken. Je stavěn na univerzální kostře tkacího stavu NOPAS. Typ NOPAS OK-4, další tkací stav stavěný na univerzální kostře, je určen pro všechna staplová vlákna, především pro silnější útky a pevnější tkaniny.

V odstavci 6.2 je uveden návrh mechanismu k přetáčení skřípce pro zvýšení otáček vačkového hřídele na $n = 175$ ot/min. Tento návrh je konstrukčně zpracován na výkrese sestavení TK-00.0001. Výkres není kompletním výrobním výkresem sestavení, pro získání představy o funkci mechanismu k přetáčení skřípce i o funkci dalších mechanismů je však dostačující. Součásti mechanismů, o nichž je v kapitole 1 zmínka, jsou opatřeny číslem shodným s číslem pozice na výkrese TK-00.0001. Součásti, které nejsou na výkrese znázorněny, ale o nichž se v kapitole jedná, jsou označeny.

Tkací stav NOPAS OK-3

Skřípce 8 tohoto tkacího stavu, v jehož pouzdru z plastické hmoty je uchycena vložka s ozubem a perem pro zachycení a přidržení útku, má hmotu kolem 20 gramů. Plastická hmota jako materiál pláště skřípce je výhodná i z hlediska volby materiálu třtin paprku. Při použití skřípce s pláštěm z plastické hmoty je možné použít paprku s nekalenými třtinami. Pro dosažení dostatečně rychlého průchodu skřípce vodičím hřebenem není nutné přimazávat. Úbytek rychlosti skřípce během průchodu je přitom u skřípce s plastickým pláštěm, používaného na tkacím stavu typu OK-3, shodný

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.15

s úbytkem rychlosti kovového skřipce, používaného v tkacího stavu typu OK-4. Tento úbytek rychlosti je asi 2 m s^{-1} . Po uvolnění probíhajícího útku se skřipce je naváděcí jeblou barevné záměny podán nový útek a otáčivým pohybem skřipce ve skřipcové skříní 47 je tento nový útek zasunut pod pero skřipce, které ho přitlačí k ozubu. Mechanismus barevné záměny je umístěn na rámu stroje a na výkrese není zobrazen. Skřipce s navedeným útkem je přetočen o 180° do vystřelovací polohy. Po probíhání útku je v okamžiku přírazu pero skřipce na druhé straně stavu odtlačeno pevnou naváděcí jeblou barevné záměny a útek je uvolněn ze skřipce. Přecházející konec útku je okrajovým zařízením dodatečně stříhán a odebírán do zásobníku. Okrajové zařízení je rovněž umístěno na rámu a na výkrese není zobrazeno. Po každém probíhu je tedy třeba vyjmout konec probíhajícího útku ze skřipce, provést operaci navedení nového útku a zajistit odříznutí navedeného útku. Na konci odprožené výkyvné páky 21, složené ze dvou částí, je umístěn vyhazovač, jehož funkcí je vyhození probíhajícího útku, a nůž, který po navedení nového útku a po jeho přidržení perem skřipce na začátku přetáčení skřipcové skříně do vystřelovací polohy jej odřízne. Na výkrese je zakreslena pouze spodní část páky 21, horní konec, na němž je umístěn vyhazovač a nůž, zakreslena není. Do jednotlivých pracovních poloh přetáčí skřipce skřipcová skřín, která má tyto funkce:

1/ přijímá skřipce probíhající z druhé strany

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 16

2/ umožňuje navádění útku

3/ přetáčí skřipce do vystřelovací polohy

4/ otáčí se zpět do polohy pro příjem skřipce.

Po probosu je nutno skřipce brzdit. Brzdění probíhá ve třech brzdných plochách—dvě jsou stavitelné šikmé kovové čelisti 19 a třetí je odpružená planžeta 55. Síla pružiny 28, působící sespodu na planžetu, je regulována výkyvnou pákou 18. Je třeba zajistit, aby skřipce v okamžiku výstřelu nebyl brzděn a byl zcela volný. V poslední fázi otáčení skřipcové skříně se skřipcem do vystřelovací polohy nabíhá páka 18 na stavitelný nájezd 20 a je odtlačována. Přitom působí na pružinu pod planžetou a skřipce je odbrzděn. Odpružená planžeta drží skřipce po celou dobu jeho otáčení a v době, kdy na něj svou silou nepůsobí, to je v době mezi otočením skřipce do vystřelovací polohy a jeho výstřelem, drží skřipce plochá pružina. Tato pružina na výkrese zobrazena není.

Celý mechanismus k přetáčení skřipce, sestávající ze skřipcové skříně 47, ozubených hřebců 12 a 13, centrického zvedáku 17 a kladky 7, pružin 24 a 25 a vačky 57, je umístěn v konzole 2, která koná kývavý pohyb spolu s bídlem. Osou otáčení vačkového hřídele 51 je totožná s osou kývavého pohybu bídla. Bezpečnost práce všech mechanismů umístěných v konzole je zajištěna mechanickou pojistkou, která dovolí v případě poruchy protočení vaček. Pružiny 24 a 25 zabezpečují pohyb skřipcové skříně z polohy pro příjem skřipce do polohy vystřelovací. Pro stav ve stávajícím provedení jsou stanoveny jmenovité otáčky $n = 250 \text{ ot/min.}$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 17

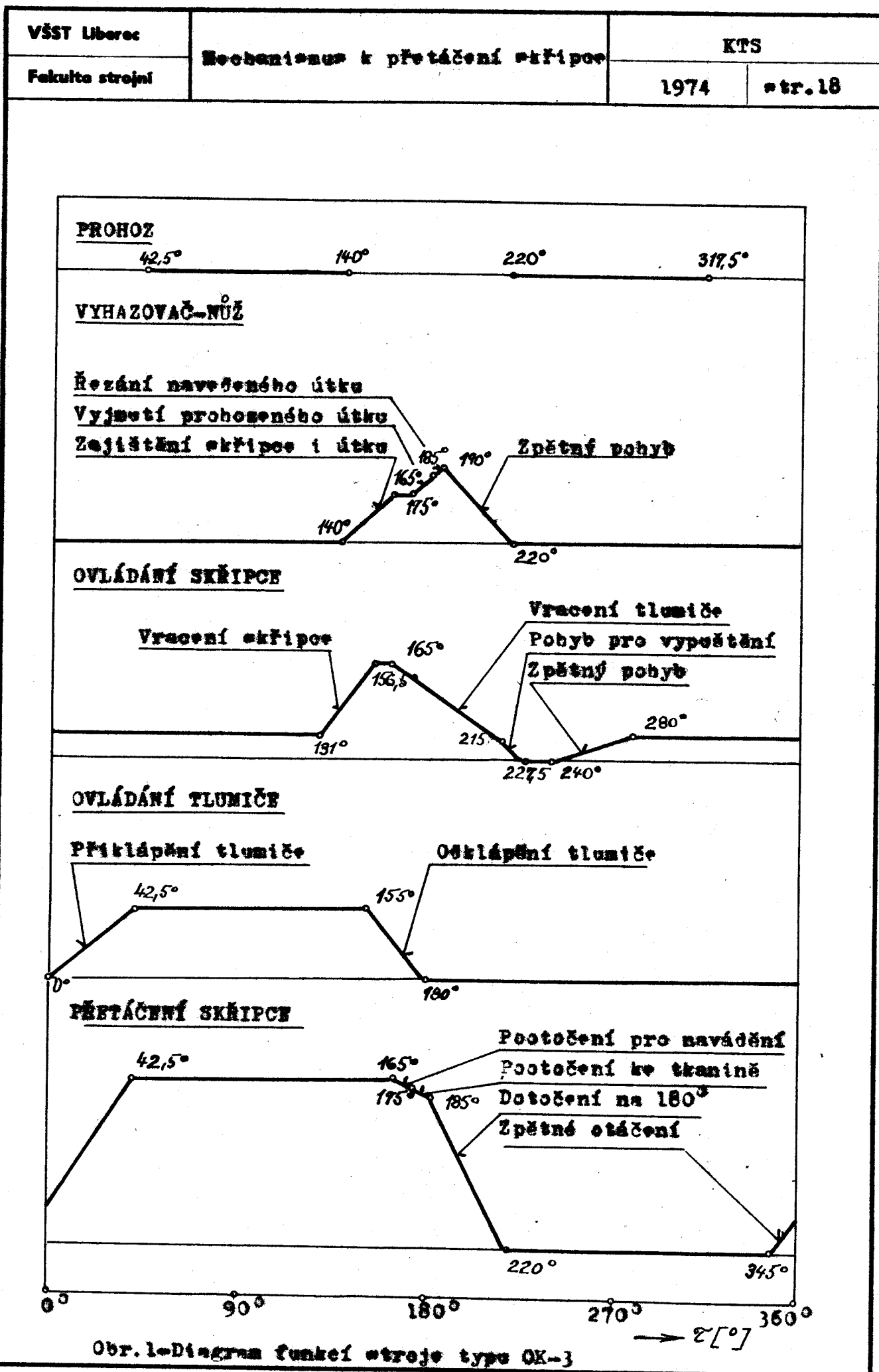
Na vačkovém hřídeľi stavu, který se otáčí otáčkami povelovými, než jsou jmenovité, je vedle vačky 57 ovládající mechanismus k přetáčení skřipce vačka 1 ovládající pohyb páky 21, na níž je uchycen vyhazovač a nůž, vačky 1 a 56 zajišťující pohyb páky 5 neseoucí tlumič v rovině kolmé na dráhu skřipce a v rovině rovnoběžné s dráhou skřipce a výstředník 50 pro olejovou pumpu 6. Vačka ovládající pohyb páky s vyhazovačem a nožem je vyrobena v jednom kuse s vačkou zabezpečující pohyb páky tlumiče v rovině rovnoběžné s dráhou skřipce. Tato vačka má pozici 1. Návrh úpravy mechanismu k přetáčení skřipce při zachování rozměrů konzoly si vynutí zásad do uspořádání vaček ostatních mechanismů. Je proto třeba znát funkce těchto mechanismů. Diagram funkcí u stroje typu OK-3 je na obr. 1.

Prohoz skřipce

Prohoz skřipce z jedné strany stroje nastává v rozmezí od $42,5^{\circ}$ do 140° natočení vačkového hřídele, z druhé strany stroje v rozmezí od 220° do $317,5^{\circ}$. Nulová poloha vačkového hřídele je poloha v okamžiku přirazu bídla.

Vačka ovládající pohyb páky s vyhazovačem a nožem

Prohoz skřipce z jedné strany stroje je ukončen při natočení vačkového hřídele o úhel 140° . Na druhé straně stroje se při natočení o úhel 140° začíná přiklánět páka 21 neseoucí háček vyhazovače a nůž ke skřipci a tím zajistí



VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 19

skřipce proti vypačnutí. Pohyb páky je ukončen při natočení vačkového hřídele stavu o úhel 165° . V době, kdy je skřipce se skřipcovou skříní přitáčen ke tkanině, to je v době mezi natočením vačkového hřídele o úhel 165° a 175° , je páka 21 v klidu. V intervalu natočení od 175° do 185° je skřipcová skřín se skřipcem natáčena do polohy pro navádění a na začátku tohoto pohybu, když už pero skřipce je stlačeno a probízený útek je uvolněn, se už páka s vyhadzovačem a nožem pohybuje a uvolněný útek je háčkem vyhadzovače zachycen a vytažen. Zároveň je naveden nový útek a při natočení vačkového hřídele o úhel 185° , když už je nový útek pevně držěn mezi perem a ozuben skřipce, se páka 21 pohybuje dále a mezi úhly natočení 185° a 190° je nový útek řezán. Řezání probíhá na počátku dotáčení skřipcové skříně se skřipcem do vystřelovací polohy, které probíhá v intervalu natočení vačkového hřídele od 185° do 220° . Řezání útku se děje pohybem páky s vyhadzovačem a nožem za současného otáčivého pohybu skřipcové skříně, což je z hlediska technologie řezání výhodné. Při natočení o úhel 190° , když je řezání ukončeno, se páka s vyhadzovačem a nožem začíná pohybovat opačným směrem a při natočení vačkového hřídele o úhel 220° je ve výchozí poloze. Po zbytek otáčky vačkového hřídele je páka 21 v klidu. Vačka ovládající pohyb páky s vyhadzovačem a nožem je provedena jako vnitřní vačka s vahadlem 21 a kladkou 29.

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 20

Vačky ovládající skřipce a tlumič

Skřipce a tlumič je ovládán pomocí odpružené páky 5, které její uložení na konzole umožňuje pohyb v rovině rovnoběžné s dráhou skřipce i v rovině kolmé na dráhu skřipce. Pohyb páky v rovině kolmé na dráhu skřipce je zajištěn odvalováním kladky 30 po obrysu obvodové vačky 56, pohyb páky v rovině rovnoběžné s dráhou skřipce zajišťuje čelní vačka 1, která je vyrobena v jednom kuse s vačkou ovládající pohyb páky s vybasovačem a nožem. Vahadlo je opatřeno kladkou 31. Kinetická energie skřipce je po průchodu mařena třením v třecích plochách skřipcové skříně a tlumičem. Tlumič je umístěn na konci páky 5 a na výkrese není zakreslen. Rameno tlumiče je odtlačováno skřipcem dozadu úměrně k razanci pohybu. Při natočení vačkového hřídele o úhel 131° začíná působit čelní vačka a průhozený a utlučený skřipce je vrácen do přesně vymezené polohy nutné pro bezchybné vyjmutí starého útku i pro navedení nového. Při zpětném pohybu skřipce je průhozený útek v prošlepu uvolněn a je znovu napnut pomocí raménka zpětného stahu, které má též funkci útkové sarážky. Raménko zpětného stahu je součástí mechanismu barevné záměny, který na výkrese není zobrazen. Zpětný pohyb skřipce končí na $156,5^{\circ}$ natočení vačkového hřídele. Při natočení vačkového hřídele o úhel 155° se páka tlumiče začíná pohybovat v rovině kolmé na dráhu skřipce. Odklápění končí na 180° natočení. V rovině rovnoběžné s dráhou skřipce je páka v intervalu natočení vačkového hřídele od $156,5^{\circ}$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.21

do 165° v klidu, při natočení o úhel 165° nastává pohyb páky zpět. Přitom je rameno tlumiče překlopeno pomocí dvou kolíků do polohy, v níž je schopno znovu tlumit pohyb skřipce. Kolíky, stejně jako tlumič, nejsou na výkrese zobrazeny. Zpětný pohyb páky tlumiče se děje až do úhlu natočení vačkového hřídele $227,5^{\circ}$. V intervalu natočení od 215° do $227,5^{\circ}$ páka působí na táhlo a to odjistí pístnici vystřelovacího válce. Vystřelovací válec je uchyten na konzole šrouby, na výkrese je zakreslen slabou čarou, táhlo není zobrazeno. Při natočení vačkového hřídele o úhel 220° dojde k výstřelu skřipce. Po výstřelu skřipce je skřipcová skříň otáčena do polohy pro příjem skřipce a během tohoto pohybu je působením obvodové vačky páka přiklápána do dráhy skřipce. Přiklápání probíhá mezi 0° a $42,5^{\circ}$ natočení vačkového hřídele, aby tlumič byl schopen účinně pracovat i v případě ručního provozu, který může nastat právě při $42,5^{\circ}$ natočení vačkového hřídele. V rovině rovnoběžné s dráhou skřipce se mezi úhly natočení 240° a 280° páka tlumiče pohybuje do výchozí polohy.

Tak vypadá konstrukce a funkce některých mechanismů traciho stavu NOPAS OK-3. Ve své práci se zaměřím na zhodnocení nynějšího provedení mechanismu k přetáčení skřipce a na možnosti návrhu úprav tohoto mechanismu při zvýšených otáčkách hlavního hřídele traciho stavu.

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.22

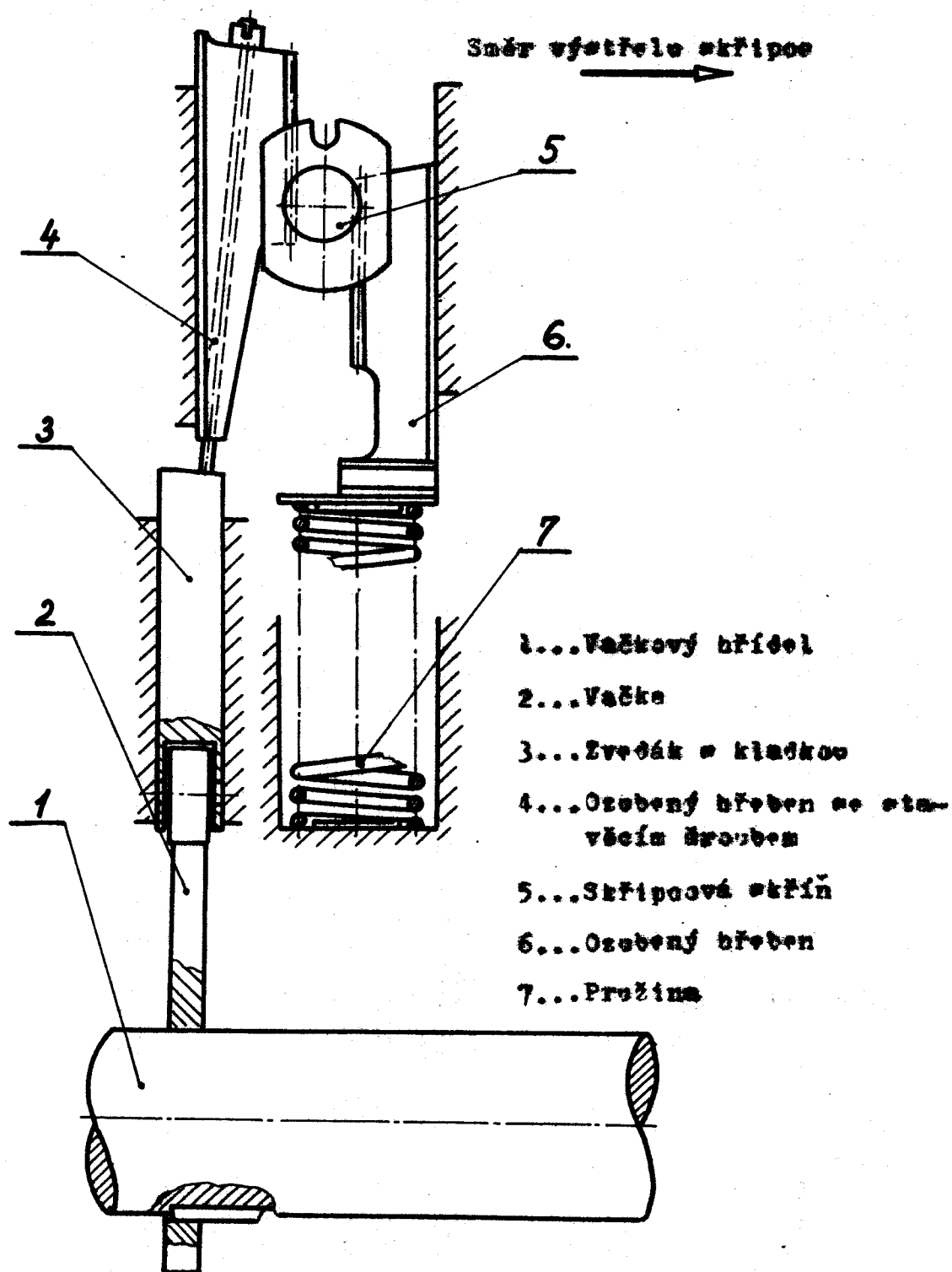
2.0 HMOTOVÉ POMĚRY MECHANISMU K PŘETÁČENÍ SKŘIPCE

V této kapitole jsou určeny hmoty jednotlivých členů mechanismu, u člena konajícího rotační pohyb je také určen moment setrvačnosti k ose otáčení. Seběma mechanismu je na obr.2. Hmoty byly zjištěny vážením ve VÚTS v Liberci.

2.1 Hmoty jednotlivých členů mechanismu

Zvedák = kladkou	$m_3 = 0,360$ kg
Ozubený hřeben se stavěcím šroubem	$m_4 = 0,200$ kg
Skřipcová skřín	$m_5 = 0,280$ kg
Skřipcová skřín = nalisovanými ložiskovými kroužky	$m_5 = 0,340$ kg
Ozubený hřeben	$m_6 = 0,185$ kg
Průžina	$m_7 = 0,570$ kg
Skřipce = plastickým pouzdem	$m = 0,020$ kg

Skřipcová skřín koná otáčivý pohyb kolem osy procházející jejím těžištěm. Je třeba určit její moment setrvačnosti k ose otáčení, a to jak při jejím pohybu se skřipcem, tak při pohybu bez skřipce. Moment setrvačnosti skřipcové skříně lze určit pokusně odfýkáním na bifilárním závěsu. Takto zjištěný moment je pak nutno ještě zvětšit o moment setrvačnosti vnitřních ložiskových kroužků a o moment setrvačnosti části hmoty kuliček v ložiskách.



Obr. 2 - Schéma mechanismu k přetáčení skřipce

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skříně	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.24

2.2 Moment setrvačnosti skříně a vnějších ložiskových kroužků

Skříně jsou zavěšeny na dvou závěsech podle obr.3 reakivně. Dbáme na to, aby závěsy byly dostatečně dlouhé a úhel naklonění φ byl dostatečně malý, abychom mohli zavést zjednodušující předpoklady. Výpočet je založen na porovnání potenciální energie polohy při maximální výchylce a kinetické energie při průchodu rovnovážnou polohou.

Platí:

$$W_{pmax} = G \cdot h \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (1)$$

Pro úhel naklonění dostatečně malý a délku závěsu dostatečně velkou se vztahu

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\alpha) \quad (2)$$

vychází

$$W_{pmax} = \frac{G \cdot h \cdot \alpha^2}{2} \quad (3)$$

W_p = potenciální energie [J]

G = tíhová síla skříně [N]

h = délka závěsu [m]

α = vychýlení závěsu ze vodorovné roviny vlivem naklonění skříně [°]

Dále platí:

$$W_{kmax} = \frac{1}{2} J \omega^2 \varphi^2 = \frac{1}{2} J \left[\frac{2\pi}{T} \right]^2 \varphi^2 \quad (4)$$

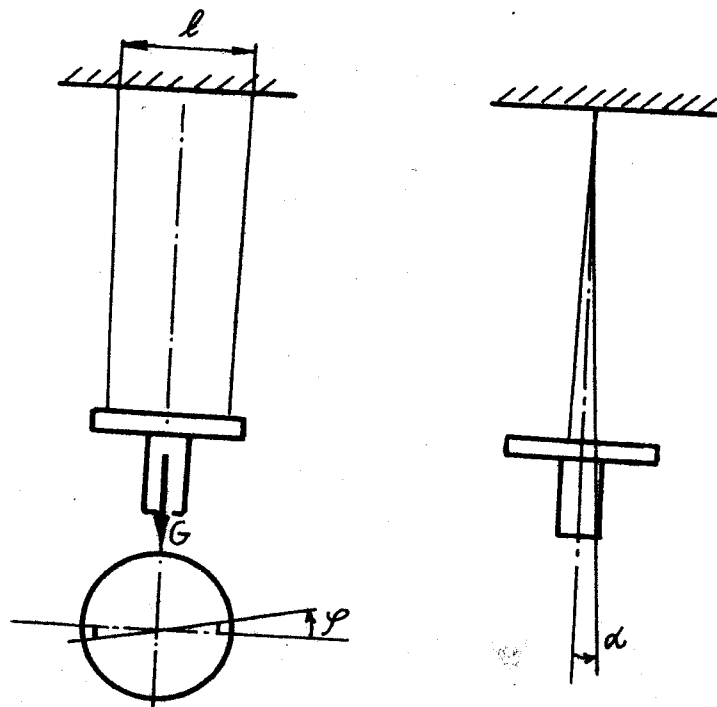
W_k = kinetická energie [J]

J = moment setrvačnosti skříně [kgm²]

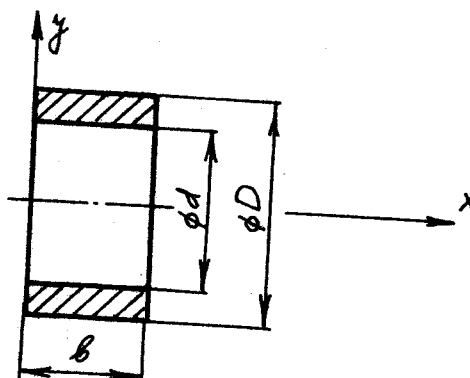
ω = úhlová rychlost [s⁻¹]

φ = úhel naklonění skříně [°]

VŠST Liberec	Mechanika k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 25



Obr. 3 - Bifilární závěs



Obr. 4 - Vnitřní ložiskový brouzek

VŠST Liberec	Mechanika a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 26

t - doba kmitu určená jako kritický průměr ze sta kmitů [s]

Z obr. 3 plyne:

$$h \sin \alpha = \frac{l}{2} \sin \varphi \quad (5)$$

Pro α a φ malá platí:

$$h \alpha \approx \frac{l}{2} \varphi \quad (6)$$

Úpravou dostaneme:

$$\varphi = \frac{2 h \alpha}{l} \quad (7)$$

Srovnáním rovnice (3) a (4) a využitím rovnice (7) dostaneme:

$$J = \frac{G t^2 l^2}{16 \pi^2 h} \quad (8)$$

l - vzdálenost závažů [m]

2.2.1 Moment setrvačnosti skřipcové skříně bez skřipce

Na bifilární závaž umístíme samostatnou skřipcovou skříně, roztáhneme ji a zjistíme dobu kyvu. K výpočtu momentu setrvačnosti použijeme rovnici (8).

$$l = 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h = 271,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$G = 2,746 \text{ N}$$

$$t = 0,600 \text{ s}$$

$$\pi = 3,14159$$

Podle rovnice (8) platí:

$$J = \frac{2,746 \cdot 0,6^2 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{16 \cdot \pi^2 \cdot 271,5 \cdot 10^{-3}} = 14,229 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

VŠST Liberec	Mechanika a přetváření skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 27

2.2.2 Moment setrvačnosti skřipcové skříně se skřipcem

Na bifilární závla umístíme skřipcovou skříně se skřipcem vloženým mezi čelisti. Skříně rozkýváme a určíme dobu kyvu. Stejně jako v oddíle 2.2.1 k výpočtu momentu setrvačnosti použijeme rovnici (8).

$$l = 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 271,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$G = 2,746 \text{ N}$$

$$G_s = 0,196 \text{ N}$$

$$t = 0,6237 \text{ s}$$

Podle rovnice (8) platí:

$$J = \frac{(2,746 + 0,196) \cdot 0,6237^2 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{16 \cdot \pi^2 \cdot 271,5 \cdot 10^{-3}} = 16,768 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

2.2.3 Moment setrvačnosti vnitřních ložiskových kroužků

Vnitřní kroužky ložisek, nalisované na břídeli skřipcové skříně, zvětší její moment setrvačnosti. Vnitřní ložiskový kroužek je znázorněn na obr. 4. Platí:

$$J = \frac{\rho \cdot \pi}{2} \cdot \left[\left(\frac{D}{2} \right)^4 - \left(\frac{d}{2} \right)^4 \right] \cdot b \quad (9)$$

J = moment setrvačnosti k ose x $[\text{kgm}^2]$

ρ = hmotnostní hustota $[\text{kgm}^{-3}]$

D = vnější průměr kroužku $[\text{m}]$

d = vnitřní průměr kroužku $[\text{m}]$

b = šířka kroužku $[\text{m}]$

VŠST Liberec	Mechanika a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 28

2.2.3.1 Moment setrvačnosti vnitřního kružku grvého ložiska

K výpočtu použijeme rovnice (9).

$$D = 35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 13 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\rho = 7810 \text{ kgm}^{-3}$$

$$\pi = 3,14159$$

Podle rovnice (9) platí:

$$J_1 = \frac{7810 \cdot 10^3}{2} \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{35 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^4 - \left(\frac{25 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^4 \right] \cdot 13 \cdot 10^{-3} = 1,110 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

2.2.3.2 Moment setrvačnosti vnitřního kružku druhého ložiska

K výpočtu použijeme stejně jako v odstavci 2.2.3.1 rovnice (9).

$$D = 23 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d = 17 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Podle rovnice (9) platí:

$$J_2 = \frac{7810 \cdot 10^3}{2} \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{23 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^4 - \left(\frac{17 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^4 \right] \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,139 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

2.2.4 Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně

Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně je roven součtu momentů setrvačnosti samostatné skříně, momentů setrvačnosti vnitřních ložiskových kružků oraz ložisek a momentů setrvačnosti části hmoty kuliček v ložiskách. Při výpočtu byl moment setrvačnosti části hmoty kuliček

VŠST Liberec	Mechanismus a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.29

sanočbám. Platí:

$$J_c = J + J_1 + J_2 \quad (10)$$

J_c = celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně $[\text{kgm}^2]$

J = moment setrvačnosti skřipcové skříně $[\text{kgm}^2]$

J_1 = moment setrvačnosti vnitřního kroužku prvního ložiska $[\text{kgm}^2]$

J_2 = moment setrvačnosti vnitřního kroužku druhého ložiska $[\text{kgm}^2]$

2.2.4.1 Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně bez skřipce

K výpočtu použijeme rovnice (10).

$$J = 14,229 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$J_1 = 1,110 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = 0,139 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Podle rovnice (10) platí:

$$J_c = 15,478 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

2.2.4.2 Celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně se skřipcem

K výpočtu použijeme stejně jako v oddílu 2.2.4.1 rovnice 10.

$$J = 16,765 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$J_1 = 1,110 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = 0,139 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Podle rovnice (10) platí:

$$J_c = 18,017 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

VŠST Liberec	Mechanika k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 30

2.3 Redukovaná hmotnost mechanismu

Abychom mohli vyjádřit dynamickou sílu působící na zvedák mechanismu, musíme určit tzv. redukovanou hmotnost mechanismu. Hmotu mechanismu redukujeme na zvedák. Hmotu členu mechanismu s rotačním pohybem redukujeme na člen pohybující se posuvným pohybem tak, že moment setrvačnosti příslušného členu s rotačním pohybem účinné čtvercem převodu mezi tímto členem, jehož hmotu redukujeme, a členem s posuvným pohybem, na nějž hmotu redukujeme. V našem případě, kdy redukujeme hmoty na zvedák mechanismu, je převod mezi skřipcovou skříní a zvedákem roven poloměru roztečné kružnice pastorku skřipcové skříně

$$r = 11,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$

Ozubené třebeny konají stejně jako zvedák harmonický pohyb. Obecně-li při takovém pohybu přibližně respektovat hmotu pružiny, připočteme ke hmotě členu, na nějž pružina působí, třetinu hmoty pružiny.

Platí:

$$m_{red} = m_3 + m_4 + m_6 + \frac{1}{3} m_7 + \frac{2}{r^2} \quad (11)$$

m_{red} = redukovaná hmotnost [kg]

m_i , $i = 3, 4, 6, 7$ — hmoty jednotlivých členů mechanismu podle obr. 2 [kg]

J_0 = celkový moment setrvačnosti skřipcové skříně [kgm²]

r = poloměr roztečné kružnice pastorku skřipcové skříně [m]

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 31

2.3.1 Redukovaná hmotnost mechanismu bez skřipce

K výpočtu redukované hmoty použijeme rovnici (11).

$$m_3 = 0,360 \text{ kg}$$

$$m_7 = 0,570 \text{ kg}$$

$$m_4 = 0,200 \text{ kg}$$

$$J_0 = 15,478 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$m_6 = 0,185 \text{ kg}$$

$$r = 11,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Podle rovnice (11) platí:

$$m_{red} = 0,360 + 0,200 + 0,185 + \frac{0,570}{3} + \frac{15,478 \cdot 10^{-5}}{(11,5 \cdot 10^{-3})^2} = 2,107 \text{ kg}$$

2.3.2 Redukovaná hmotnost mechanismu se skřipcem

Hodnoty hmoty jednotlivých členů mechanismu jsou stejné jako v oddílu 2.3.1, rovněž poloměr roztečné kružnice pastorku skřipcové skříně zůstal nezměněn. Stejně jako v oddílu 2.3.1 i zde použijeme k výpočtu redukované hmoty rovnici (11).

$$J_0 = 18,017 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

Podle rovnice (11) platí:

$$m_{red} = 0,360 + 0,200 + 0,185 + \frac{0,570}{3} + \frac{18,017 \cdot 10^{-5}}{(11,5 \cdot 10^{-3})^2} = 2,298 \text{ kg}$$

VŠST Liberec	Mechanika a přetváření materiálů	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 32

1.0 SILOVÉ POMĚRY MECHANISMU K PŘETÁČENÍ SKŘÍPKY

Při určování výsledné síly působící mezi svodákem a vačkou mechanismu vstávají dynamické síly, síly protažení, tlakové síly jednotlivých členů mechanismu a síly způsobené pasivními odpory. Při řešení není zanedbáváno tření v soulech, valivý odpor kládky a skřípkové skříně, závislost velikosti pasivních odporů na velikosti rychlosti a na velikosti třecí plochy, vliv přičlenění svodáku ve vedení, vliv odštěpové síly vzniklé křivky pohybu ani vliv vnitřního napětí způsobeného teplotní roztažností materiálu. O dynamické síle pojednává podrobně kapitola 5.

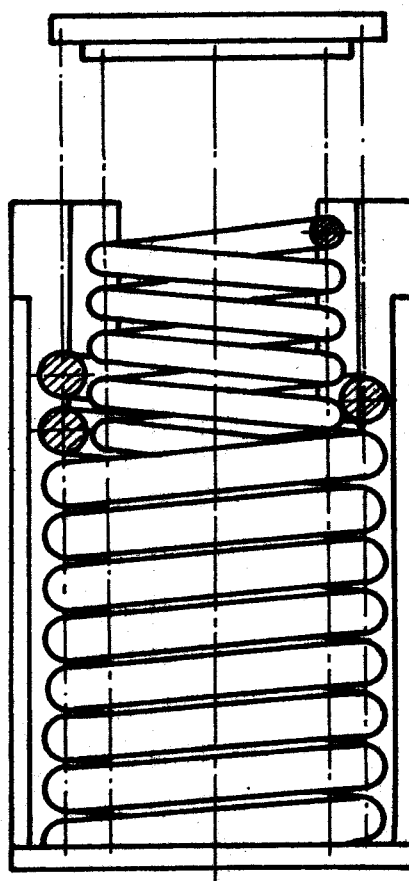
3.1 Síla pružiny

Pružina svou silou zajišťuje uchycení skřípkové skříně se skřípkou do uzavírací polohy a do vyetřelovací polohy, zajišťuje dokonalý styk kládky svodáku s obrysem vačky a vynucuje váh v soulech ve styku ozubených břebenů s pastorkem skřípkové skříně. Pružina také eliminuje teplotní roztažnost jednotlivých členů mechanismu. Pro zvýšení bezpečnosti a lepší využití pružícího prostoru je pružina konstrukčně provedena podle obr. 5. Uvedení charakteristické hodnoty pružin byly určeny ve VÚTS v Liberci.

Vnější pružina:

$$D = 47 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 33



Obr. 5 - Uspořádání pružin v mechanizmu k přetáčení skřipce

VŠST Liberec	Mechanika a přetáčení skřipce	ITS	
Fakulta strojní		1974	str. 34

$d = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $n = 17$
 $l_0 = 170 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $F_0 = 313,792 \text{ N}$
 $F_0 = 127,478 \text{ N}$

$l_0 = 110 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $l_0 = 146 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Vnitřní pružina:

$D = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $d = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $n = 31$
 $l_0 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $F_0 = 107,866 \text{ N}$
 $F_0 = 58,836 \text{ N}$

$l_0 = 105 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
 $l_0 = 141 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

D je vnější průměr pružiny, d je průměr drátu, n je počet závitů závitů pružiny, l_0 je volná délka pružiny, F_0 je maximální síla pružiny, l_0 je délka pružiny pro maximální sílu, F_0 je minimální síla pružiny a l_0 je délka pružiny pro minimální sílu.

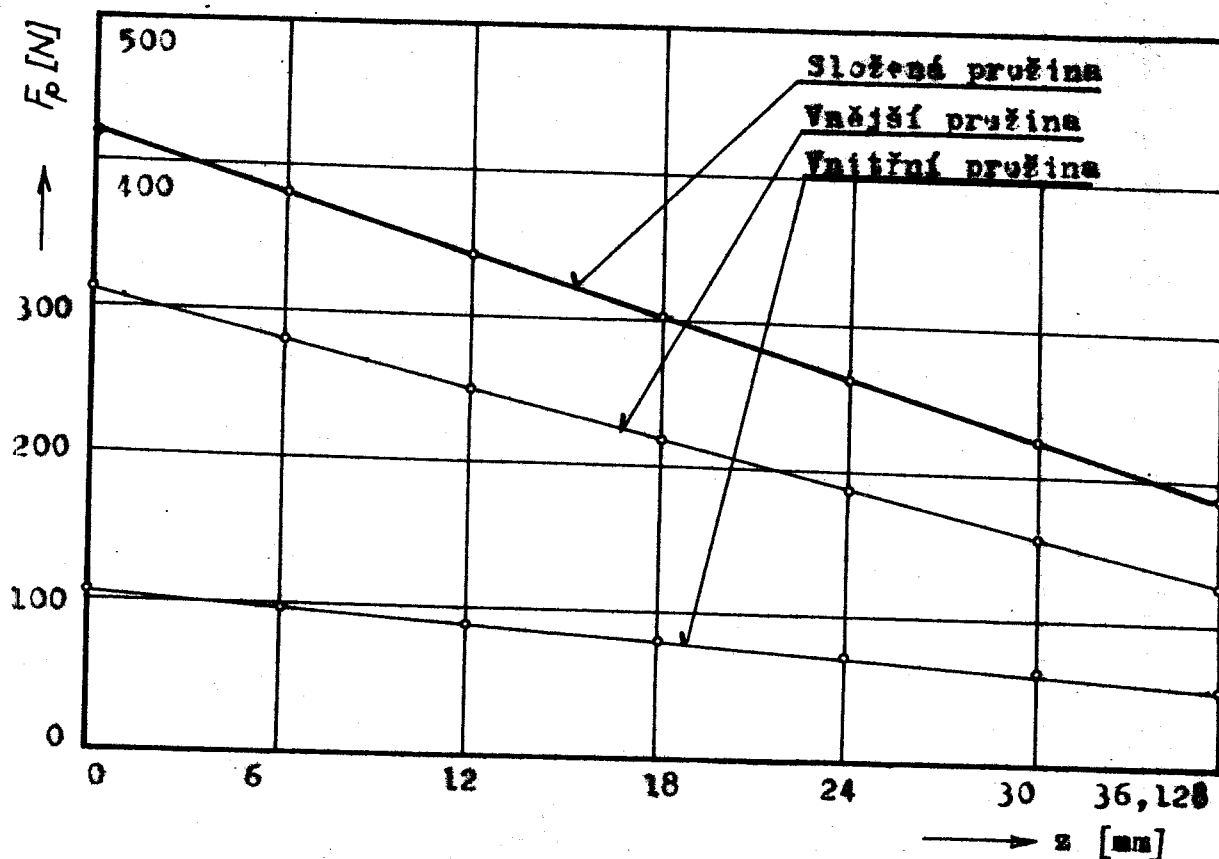
Pracovní diagram pružiny je na obr.6, hodnoty velikostí sil v závislosti na délkou pružiny jsou též seřazeny v tab.I.

3.2 Síla způsobená pasivními odpory

Síla způsobená pasivními odpory se skládá z třech sil v plochách mezi členy pohybovými se posouvají pohybem a vedením těchto členů, se silou způsobené valivým odporem v ložisku tlakové srovnání a v ložiskách skřipcové skříně, z odporové síly tlakového kročku na skřipcové

Tab. I - Charakteristika pružin mechanismu

Žádáná pružina [mm]	0	9	18	27	36,128
Síla vnější pružiny [N]	313,792	267,214	220,635	174,057	127,478
Síla vnitřní pružiny [N]	107,866	95,608	83,351	71,093	58,836
Celková síla pružin [N]	421,658	362,822	303,986	245,150	186,314



Obr. 6 - Pracovní diagram pružin mechanismu

F_p = síla pružiny, z = zdvih pružiny

VŠST Liberec	Mechanizmus a přetáčecí zařízení	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 36

skříň a byla sjížděna měření. Měření bylo provedeno siloměrem. Po odstranění prutů z mechanismu byla měřena síla potřebná k uvedení mechanismu do pohybu. Hodnota síly způsobené pasivními odpory je tedy statická, resp. byla sjížděna při minimální rychlosti světláku. Skutečná hodnota síly způsobené pasivními odpory bude větší, protože třecí síly rostou s postupující roztahem v třecích plochách. Rostou v třecích plochách rostou důležitě s rychlostí. Součinitel tření za pohybu je menší než součinitel tření statický, proto je z tohoto hlediska naměřená hodnota síly způsobené pasivními odpory větší než hodnota skutečná. Obě protichůdné skutečnosti nejsou při řešení zvažovány, za hodnota síly způsobené pasivními odpory je do vztahů dosazována naměřená hodnota síly. Celková třecí plocha mechanismu je během pohybu shodně konstantní

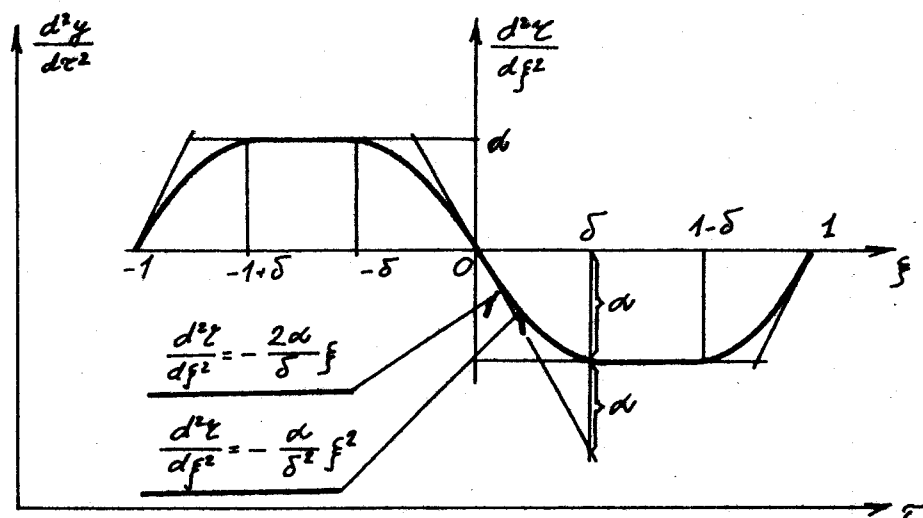
$$/ S \approx 0,19 \text{ m}^2 /.$$

Měření bylo provedeno na stolech stroje NOPAS OK-3, uvedené hodnoty sil jsou spočítány jako aritmetický průměr z deseti měření. Páso pohybu světláku během jedné otáčky vačkového hřídele jsou na obr.7.

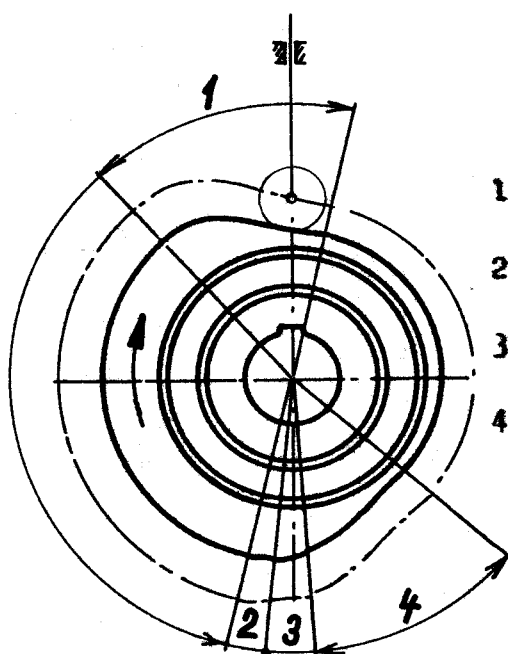
3.2.1 Síla způsobená pasivními odpory v první fázi pohybu světláku

Měření byla sjížděna hodnota síly:

$$P_p = 26,672 \text{ N}$$



Obr. 10 - Průběh zrychlení zvedáku mechanismu



- 1... Fáze zpětného stáhnutí skřipce skříně
- 2... Fáze posunutí skřipce ke tkanině
- 3... Fáze posunutí skřipce pro navádění
- 4... Fáze dotčení skřipce do vyšetřovací polohy

Obr. 7 - Fáze pohybu zvedáku

VŠST Liberec	Mechanizmus k přechodu skřipce	KPS	
Fakulta strojní		1974	str. 38

3.2.2 Síla způsobená pasivními odpory ve druhé fázi a druhé fázi pohybu svazku

Nážená byla zjištěna hodnota síly:

$$F_p = 10,787 \text{ N}$$

Síla způsobená pasivními odpory má na konci druhé fáze pohybu svazku, kdy máme zjištěnou odbranění skřipce před vyjetím ze pohybu po šluně nájezdu, hodnota:

$$F_p = 36,540 \text{ N}$$

3.2.1 Síla způsobená pasivními odpory vlnové skřipce skřipce

Při zjišťování hodnoty této síly byly odstraněny dva osu-
bené břevna. Byla naměřena hodnota:

$$F_p = 9,296 \text{ N}$$

3.3 Tíhová síla

V odstavci 2.1 jsou uvedeny hodnoty jednotlivých členů
mechanismu. Tíhové síly jednotlivých členů mechanismu
se určí ze vztahu:

$$G = m \cdot g \quad (12)$$

G - tíhová síla [N]

m - hmotnost [kg]

g - tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$], $g = 9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

VŠST Liberec	Mechanizace a přetváření skřipce	KFS	
Fakulta strojní		1974	str.39

Tíhová síla zvedáku

Tíhová síla zvedáku je podle rovnice (12) rovna:

$$G_3 = 0,360 \cdot 9,80665 = 3,530 \text{ N}$$

Tíhová síla ozubeného převodu se stavěcím šroubem

Tíhová síla ozubeného převodu se stavěcím šroubem je podle rovnice (12) rovna:

$$G_4 = 0,200 \cdot 9,80665 = 1,961 \text{ N}$$

Tíhová síla ozubeného převodu

Tíhová síla ozubeného převodu je podle rovnice (12) rovna:

$$G_6 = 0,185 \cdot 9,80665 = 1,814 \text{ N}$$

Tíhová síla skřipcové skříně a tíhová síla pružiny není ovažována, protože je zachycena rámem stroje a na velikost výsledné síly působící v mechanismu nemá vliv.

VŠST Liberec	Mechanizmus s přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.40

4.0 KINEMATIKA MECHANISMU S PŘETÁČENÍ SKŘIPCE

Sobíma mechanismu je na obr.2 na straně 23. Otáčivý pohyb skřipcové skříně je způsoben od strany vačky. Vačka je upevněna pomocí pera na vačkovém hřídeli, který se otáčí polovičními otáčkami, než jsou otáčky jmenovité. Mechanismus je umístěn na stole a koná spolu s ním kývavý pohyb. Stolek je veden čtyřkloubovým klikovanečlovým mechanismem, který je znázorněn na obr.11 na str.68. Kliku tohoto mechanismu se otáčí jmenovitými otáčkami v opačném směru, než je směr otáčení vačkového hřídele. Při řešení je nutné respektovat skutečnost, že centrický zvedák s kličkou koná kývavý pohyb.

4.1 Graficko-počítatelská metoda sjištění rychlosti a zrychlení zvedáku

Úkolem tohoto oddílu je zjistit průběh rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu a zejména sjištění extrémních hodnot zrychlení zvedáku a využití výrobního výkresu vačky. Z obr.11 na str.68 je patrné, že platí:

$$\varphi = \tau + \psi - \varphi_0 \quad (13)$$

$$T = T_0 + 2\tau \quad (14)$$

$$\varphi = \arctg \frac{l_2 \sin T}{l_1 - l_2 \cos T} \quad (15)$$

$$Z = \sqrt{(l_1 - l_2 \cos T)^2 + (l_2 \sin T)^2} \quad (16)$$

$$\psi = 180^\circ - \varphi - \arccos \frac{l_1^2 + Z^2 - l_2^2}{2 l_1 Z} \quad (17)$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 41

γ = úhel vykřivení zvedáku $[\circ]$

τ = úhel natožení vačkového hřídele $[\circ]$

ψ = pomocný úhel $[\circ]$

ψ_0 = hodnota úhlu ψ v okamžiku přirazu $[\circ]$

T = úhel v trojúhelníku ABC $[\circ]$

T_0 = hodnota úhlu T v okamžiku přirazu $[\circ]$

ζ = pomocný úhel v trojúhelníku ABC $[\circ]$

l_1, l_2, l_3, l_4 - délky jednotlivých členů mechanismu [mm]

z = strana v trojúhelníku ABC [mm]

Anal. 1. Výpočet převahové návratlosti

Pomocí rovnic (13) - (17) lze ke každému úhlu natožení vačkového hřídele určit úhel vykřivení zvedáku. Z tabulky výrobních souřadnic vačky odečteme pro každou takto určenou hodnotu úhlu vykřivení zvedáku hodnotu zvedáku a přičteme ji k hodnotě úhlu natožení vačkového hřídele, ze které jsme vycházeli při určení hodnoty úhlu vykřivení zvedáku. Tak získáme dvojice odpovídajících si hodnot úhlu natožení vačkového hřídele τ a zvedáku γ . Tyto hodnoty sepořádáme do tabulky a dále je vyneseme do souřadného systému τ - γ . Hodnoty úhlu vykřivení zvedáku byly počítány na kalkulačním stroji ELKA 21 A. Na obr. 7 na str. 37 jsou vyznačeny jednotlivé fáze pohybu zvedáku. V první fázi pohybu se skřipcová skříň otáčí bez skřipce, ve druhé, třetí a čtvrté fázi pohybu se otáčí se skřipcem, zabyčeným v čelistech skřipcové skříni. V první

VŠST Liberec	Mechanizace a přetváření skupin	ITS	
Fakulta strojní		1974	str. 42

a čtvrté fázi pohybu byl při výpočtu úhel natočení vačkového hřídele měněn o 5° , ve druhé a třetí fázi pohybu byl měněn o 2° . Hodnoty úhlu natočení vačkového hřídele, hodnoty radiálovektoru středu kladky a hodnoty svislé zvedáky byly sestaveny do tab. II. Chyby výsledků byly způsobeny jednak požitím na malý počet desetinných míst, jednak nepřesným vyhodnocením goniometrických funkcí. Tato přesnost však postačí, neboť k určení zrychlení zvedáku použijeme grafické metody, popsané v odstavci 4.1.2, jejíž přesnost je mnohem menší. Celý výpočet je zjednodušen tím, že není nutné přepočítávat souřadnice středu výrobního nástroje sestavené do tabulky výrobních souřadnic vačky na souřadnice středu kladky zvedáku. Průměr výrobního nástroje je roven průměru kladky zvedáku.

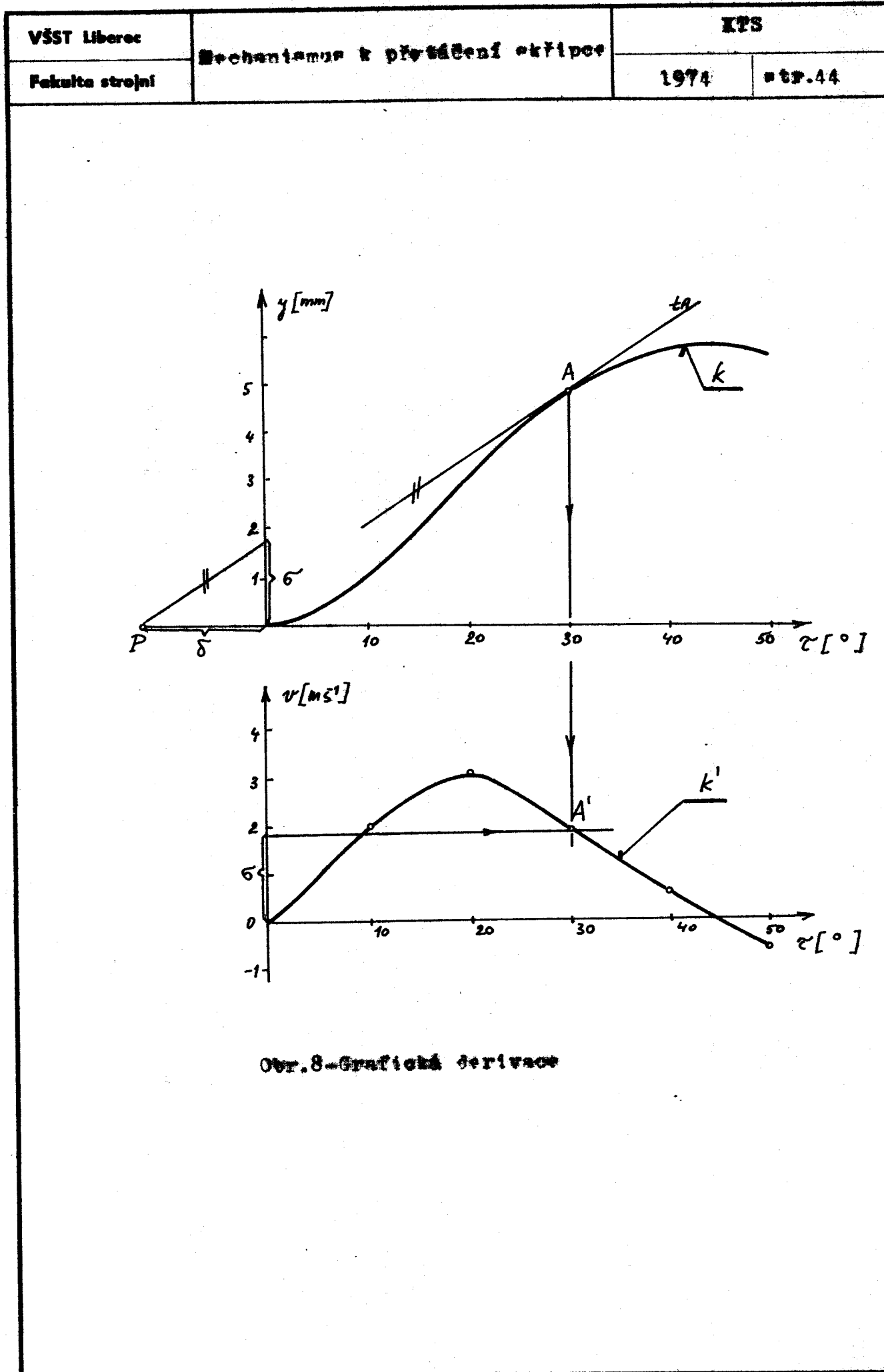
4.1.2 Rychlost a zrychlení zvedáku mechanizmy

Hodnoty svislé zvedáky y a hodnoty úhlu natočení vačkového hřídele φ sestavené do tab. II vyneseme do souřadného systému φ - y . Získáme tak závislost svislé zvedáku na úhlu natočení vačkového hřídele - svislovou závislost. Grafickou derivací této křivky získáme závislost rychlosti zvedáku na úhlu natočení vačkového hřídele, dvojnásobnou derivací svislové závislosti získáme závislost zrychlení zvedáku na úhlu natočení vačkového hřídele. Na obr. 8 je znázorněn princip grafické derivace. V souřadném systému φ - y je nakreslena obecná svislová závislost k . Chceme-li zjistit např. hodnotu rychlosti v okamžiku $\varphi = 30^\circ$, vedeme

VŠST Liberec	Mechanika a přetváření materiálů	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 43

Tab. II - Tabulka sřvibové odviřlosti

Fáze	$\varphi [^\circ]$	R [mm]	y [mm]	Fáze	$\varphi [^\circ]$	R [mm]	y [mm]
1	345	73,872	36,128	2	171	108,947	1,053
	350	74,107	35,893		173	108,688	1,312
	355	75,229	34,771		175	108,600	1,400
	360 0	77,931	32,069	3	177	108,543	1,457
	5	81,843	28,157		179	108,262	1,738
	10	87,416	22,548		181	107,841	2,159
	15	93,657	16,343		183	107,569	2,431
	20	99,400	10,600		185	107,500	2,500
	25	104,113	5,887	4	190	106,693	3,307
	30	107,390	2,610		195	102,664	7,336
	35	109,312	0,658		200	95,361	14,639
	40	109,981	0,019		205	85,955	24,045
	42,5	110,000	0,000		210	78,658	31,342
-	43 ÷ 166,5	110,000	0,000		215	74,767	35,233
2	167	109,910	0,090		220	73,872	36,128
	169	109,576	0,424	-	220,5 ÷ 344,5	73,872	36,128



VŠST Liberec	Mechanismus k přetváření obrátce	1978	
Fakulta strojní		1978	str. 45

bodem A tečnu ke křivce k . Pólům P vedeme rovnoběžku s tečnou t_A . Bodem přeneseme do souřadného systému Σ a získáme pro $\tau \cdot 10^3$ bod k^* . Bodová rychlost lze spočítat ze vztahů:

$$v = \frac{\sigma}{\mu} \quad (18)$$

$$\mu = \frac{\delta \cdot \beta}{\alpha} \quad (19)$$

y = střed [m]

v = rychlost [m/s]

σ = bodová dočka na ose y v odřezcích 4.1.2.1 a 4.1.2.2
značí σ maximální bodová dočka

μ = měřítko rychlosti mm/s

δ = polová vzdálenost [mm]

β = měřítko středů mm/s

α = měřítko času mm/s

ε = měřítko úhlu natožení vačkového hřídele mm/středů

Hodnota α je nutno vypočítat pro dané otáčky a s hodnoty ε podle vztahů:

$$\alpha = \varepsilon \cdot \frac{n}{60} \cdot 360^\circ \quad (20)$$

n = otáčky vačkového hřídele [ot/min]

Opakujeme tuto postup pro různé hodnoty úhlu natožení vačkového hřídele τ získáme závislost rychlosti středů na tomto úhlu natožení. Při sjednocování závislosti rychlosti středů na úhlu natožení vačkového hřídele postupujeme obdobně.

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčecí váhce	KTD	
Fakulta strojní		1974	str. 46

4.1.2.1. Rychlost výroby mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro otáčky $n = 125 \text{ ot/min}$

Grafická derivace sdvňových závislostí v jednotlivých fázích pohybu zvařáku je provedena v přílohách I - IV. Hodnoty měřítka μ jsou počítány podle rovnice (19), hodnoty měřítka α jsou počítány podle rovnice (20).

Maximální hodnoty rychlosti výroby v první fázi jeho pohybu

$$\varepsilon = 4 \text{ mm/stupň}$$

Podle rovnice (20) platí:

$$\alpha = \frac{4 \cdot 125 \cdot 360}{60} = 3000 \text{ mm/s}$$

$$\beta = 2000 \text{ mm/s}$$

$$\delta = 100 \text{ mm}$$

$$\mu = \frac{100 \cdot 2000}{3000} = 66,6 \text{ mm/mm}^{-1}, \quad \sigma_1 = 64 \text{ mm}$$

Podle rovnice (20) platí:

$$V_{\max 1} = \frac{64}{66,6} = 0,96 \text{ mm}^{-1}$$

Maximální hodnoty rychlosti výroby ve druhé a třetí fázi jeho pohybu

$$\varepsilon = 8 \text{ mm/stupň}$$

Podle rovnice (20) platí:

$$\alpha = \frac{8 \cdot 125 \cdot 360}{60} = 6000 \text{ mm/s}$$

$$\beta = 20000 \text{ mm/s}$$

$$\delta = 90 \text{ mm}$$

Podle rovnice (19) platí:

$$\mu = \frac{90 \cdot 20000}{6000} = 300 \text{ mm/mm}^{-1}$$

$$\sigma_2 = 60 \text{ mm}$$

$$\sigma_3 = 51 \text{ mm}$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.47

Podle rovnice (18) platí:

$$v_{max2} = \frac{60}{300} = 0,20 \text{ m s}^{-1}$$

$$v_{max3} = \frac{51}{300} = 0,17 \text{ m s}^{-1}$$

Maximální hodnota rychlosti zvedáku ve čtvrté fázi jeho pohybu

$\varepsilon = 4 \text{ mm/stupeň}$

Podle rovnice (20) platí:

$$\alpha = \frac{4 \cdot 125 \cdot 360}{60} = 3000 \text{ mm/s}$$

$\beta = 2000 \text{ mm/m}$

$\delta = 65 \text{ mm}$

Podle rovnice (19) platí:

$$\mu = \frac{65 \cdot 2000}{3000} = 43,4 \text{ mm/mm}^{-1}$$

$\sigma = 59,8 \text{ mm}$

Podle rovnice (18) platí:

$$v_{max4} = \frac{59,8}{43,4} = 1,38 \text{ m s}^{-1}$$

Hodnoty maximálních hodnot rychlosti zvedáku s příslušnými znaménky jsou uvedeny v tab.III na str.67.

4.1.2.2 Zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 125 \text{ ot/min}$

Grafická derivace závislostí rychlosti zvedáku na úhlu natočení vačkového hřídele v jednotlivých fázích pohybu zvedáku je provedena v přílohách I ÷ IV. Měřítka α jsou počítána podle rovnice (20), měřítka μ podle rovnice (19), hodnoty zrychlení jsou počítány podle rovnice:

$$a = \frac{\sigma}{\mu} \quad (21)$$

$a = \text{zrychlení} [\text{m s}^{-2}]$

$\sigma = \text{maximální hodnota úsečky na ose y [mm]}$

VŠST Liberec	Mechanika a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 48

μ = měřítko zrychlení mm/ms^{-2}

Maximální hodnota zrychlení zvedáku v první fázi jeho pohybu

$\varepsilon = 4 \text{ mm/step}$

Podle rovnice (20) platí:

$$\alpha = \frac{4 \cdot 125 \cdot 360}{60} = 3000 \text{ mm/m}$$

$\beta = 66,6 \text{ mm/ms}^{-1}$

$\delta = 75 \text{ mm}$

Podle rovnice (19) platí:

$$\mu = \frac{75 \cdot 66,6}{3000} = 1,67 \text{ mm/ms}^{-2}$$

$\sigma_1 = 54,5 \text{ mm}$

Podle rovnice (21) platí:

$$a_{\text{max}1} = \frac{54,5}{1,67} = 32,6 \text{ ms}^{-2}$$

Maximální hodnota zrychlení zvedáku ve druhé a třetí fázi jeho pohybu

$\varepsilon = 8 \text{ mm/step}$

Podle rovnice (20) platí:

$$\alpha = \frac{8 \cdot 125 \cdot 360}{60} = 6000 \text{ mm/m}$$

$\beta = 100 \text{ mm/ms}^{-1}$

$\delta = 25 \text{ mm}$

Podle rovnice (19) platí:

$$\mu = \frac{25 \cdot 300}{6000} = 1,25 \text{ mm/ms}^{-2}$$

$\sigma_2 = 50,2 \text{ mm}$

$\sigma_3 = 40,5 \text{ mm}$

Podle rovnice (21) platí:

$$a_{\text{max}2} = \frac{50,2}{1,25} = 40,1 \text{ ms}^{-2}$$

$$a_{\text{max}3} = \frac{40,5}{1,25} = 32,4 \text{ ms}^{-2}$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.49

Maximální hodnota zrychlení zvedáku ve čtvrté fázi jeho pohybu

$$\varepsilon = 4 \text{ mm/stupěň}$$

Podle rovnice (20) platí:

$$\alpha = \frac{4 \cdot 125 \cdot 360}{60} = 3000 \text{ mm/s}$$

$$\beta = 43,4 \text{ mm/ms}^{-1}$$

$$\delta = 50 \text{ mm}$$

Podle rovnice (19) platí:

$$\mu = \frac{50 \cdot 43,4}{3000} = 0,724 \text{ mm/ms}^{-2}$$

$$\sigma_y = 56,4 \text{ mm}$$

Podle rovnice (21) platí:

$$a_{max_y} = \frac{56,4}{0,724} = 77,95 \text{ ms}^{-2}$$

Hodnoty maximálního zrychlení zvedáku a příslušné znaménky jsou uvedeny v tab.III na str.67.

4.1.2.3 Určení rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro n=175 ot/min

Při zvýšení otáček vačkového hřídele se zvětší hodnota ε , tím se zvětší i hodnota α a zmenší se hodnota μ . Rychlost i zrychlení budou větší než rychlost a zrychlení pro n=125 ot/min. Při určování rychlosti a zrychlení zvedáku pro n=175 ot/min lze s výhodou využít hodnot rychlosti a zrychlení zvedáku pro n=125 ot/min. Platí:

$$v_2 = \frac{n_2}{n_1} v_1 \quad (22)$$

$$a_2 = \frac{n_2}{n_1} a_1 \quad (23)$$

v_2 = rychlost zvedáku při otáčkách n_2 [ms^{-1}]

VŠST Liberec Fakulta strojní	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
		1974	str.50

$$n_2 = 175 \text{ ot/min}$$

$$v_1 = \text{rychlost zvedáku při otáčkách } n_1 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$$

$$n_1 = 125 \text{ ot/min}$$

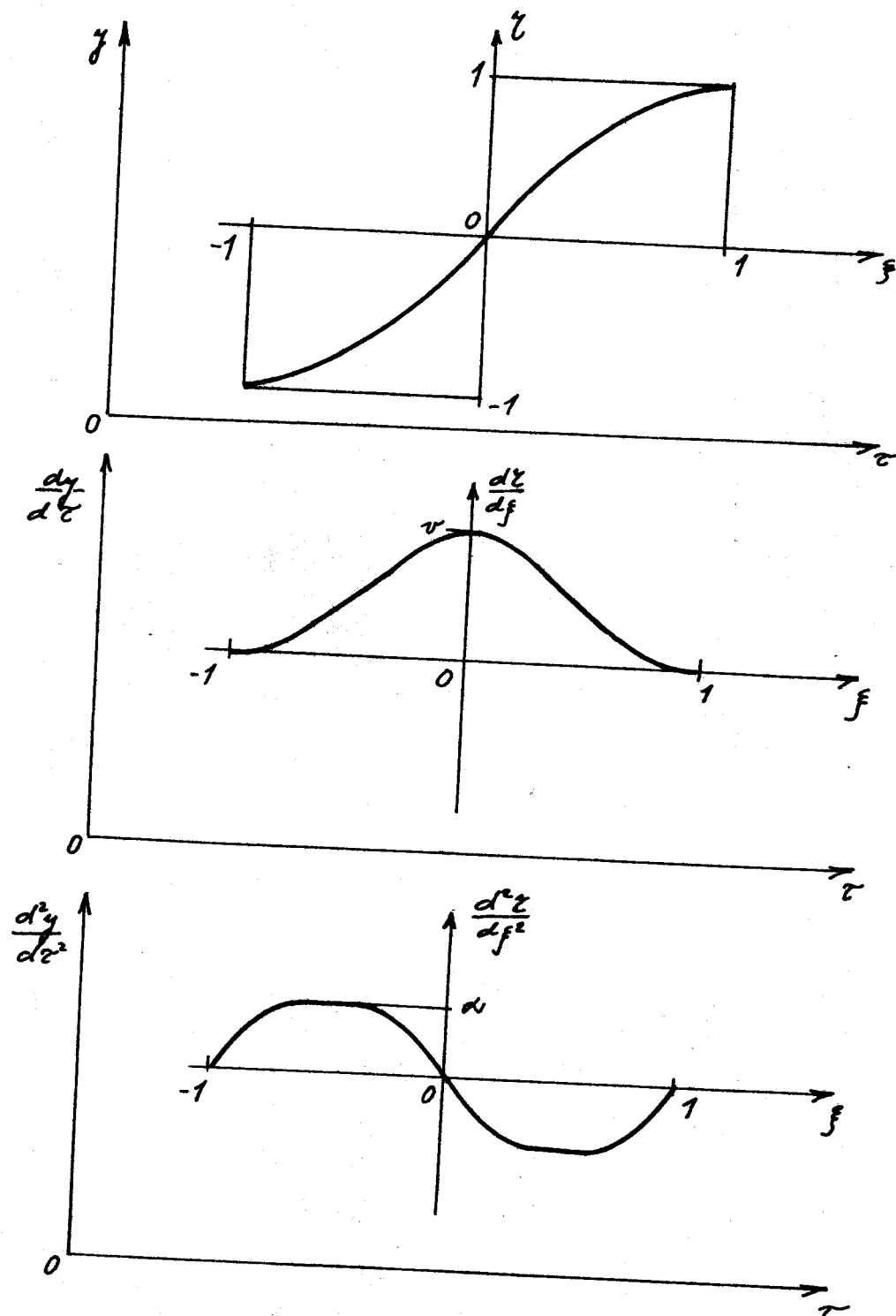
Maximální hodnoty rychlosti a zrychlení s příslušnými znaménky jsou uvedeny v tab.III na str.67. Byly spočítány podle rovnic (22) a (23).

4.2 Analytická syntéza vačkového mechanismu

Graficko-počítačové řešení, popsané v oddílu 4.1, sloužilo ke zjištění průběhu zrychlení zvedáku, jehož kladka se odvalovala po obrysu vačky dané výrobními souřadnicemi. Oddíl 4.2 se zabývá výpočtem výrobních souřadnic vačky pro zvolený průběh zrychlení zvedáku. Úkolem řešení je zjistit závislost zdvihu zvedáku mechanismu k přetáčení skřipce na úhle natočení vačkového hřídele a určit výrobní souřadnice vačky pro zvolený průběh zrychlení.

4.2.1 Jednotková poměrná funkce zdvihu, rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu

Řešení provedeme obecně. Na obr.9 je v souřadném systému $Z-Y$ znázorněna zdvihová závislost, tato závislost je dvakrát derivována. Zdvihová závislost je středově souměrná, ve středě souměrnosti je zvolen nový souřadný systém $f-Z$. $f-Z$ nabývá v místě minimálního zdvihu hodnoty -1 , v místě maximálního zdvihu hodnoty 1 . Dále je zavede-



Obr. 9 - Průběh síly, rychlosti a zrychlení sváděku mechanismu

VŠST Liberec	Mechanismus s přetáčením škrípce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.52

no označení:

jednotkový = vztahující se k souřadnému systému $f-z$,
poměrný = nezávisící na otáčkách vačkového hřídele.

Platí:

$$f = \frac{2\tau - (\tau_d + \tau_a)}{\tau_d - \tau_a} \quad (24)$$

Dále pro $f > 0$ platí:

$$z = g_0(f) \quad (25)$$

$$\text{Pro } f = 0 \text{ je } z = 0 \quad (26)$$

Pro $f < 0$ platí:

$$z = -g_0(f) \quad (27)$$

τ = úhel natočení vačkového hřídele

y = zdvih zvedáku

τ_d = maximální hodnota natočení vačkového hřídele

τ_a = minimální hodnota natočení vačkového hřídele

f, z - souřadnice v novém souřadném systému

Funkce $g_0(f)$ je jednotková poměrná zdvihová funkce. Postupem derivací této jednotkové poměrné zdvihové funkce dostaneme na obr.9 závislost jednotkové poměrné rychlosti a jednotkového poměrného zrychlení zvedáku mechanismu na jednotkovém poměrném natočení vačkového hřídele. Průběh zrychlení je parabolický, ve střední části každé poloviny periody je přímkový. Parametr δ , jehož význam je zřejmý z obr.10 na str.37, je volen:

$$\delta = \frac{1}{3}$$

Tím je dána i hodnota jednotkového poměrného zrychlení v přímkové části. Je určena z podmínky, aby statický moment plochy pod křivkou jednotkového poměrného zrychlení

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 53

v intervalu $f \in (-1; 0)$ k bodu $f = 0$ byl roven jedné. Platí:

$$0,5 \cdot f = 1 \quad (28)$$

Úpravou vztahu (28) dostaneme:

$$f = 2$$

f = velikost plochy pod čarou jednotkového poměrného zrychlení, hodnota jednotkové poměrné rychlosti v bodě $f = 0$

Podle obr. 10 platí:

$$f = 2 \frac{2}{3} \alpha \delta + \alpha (1 - 2\delta) \quad (29)$$

α = hodnota jednotkového poměrného zrychlení v přímkové části

δ = volený parametr

Z rovnice (28) a (29) plyne:

$$\alpha = \frac{6}{3 - 2\delta} \quad (30)$$

Průběh zrychlení v intervalu $f \in (0; \delta)$ získáme, když od přímky se směrnicí $-\frac{2\alpha}{\delta}$ vedené z počátku souřadného systému $f - \frac{d^2x}{df^2}$ odečítáme parabolu danou rovnicí:

$$f^2 = -\frac{\delta^2}{\alpha} \left(\frac{d^2x}{df^2} \right) \quad (31)$$

v intervalu $f \in (\delta; 1-\delta)$ je zrychlení konstantní

$$\frac{d^2x}{df^2} = \alpha \quad (32)$$

v intervalu $f \in (1-\delta; 1)$ dostaneme průběh zrychlení opět odečítáním paraboly od přímky.

Pro zrychlení svědka tedy dostáváme vztahy:

Pro $f \in (0; \delta)$ platí: $g_2(f) = -\frac{2\alpha}{\delta} f + \frac{\alpha}{\delta^2} f^2 = -\frac{\alpha}{\delta} (2f - \frac{f^2}{\delta}) \quad (33)$

pro $f \in (\delta; 1-\delta)$ platí: $g_2(f) = -\alpha \quad (34)$

pro $f \in (1-\delta; 1)$ platí: $g_2(f) = -\frac{\alpha}{\delta} \left[2(1-f) - \frac{(1-f)^2}{\delta} \right] \quad (35)$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 54

Průběh zrychlení je středově souměrný, proto je výhodné provést řešení v intervale $f \in \langle 0; 1 \rangle$ a pro hodnoty v intervale $f \in \langle -1; 0 \rangle$ využít středové souměrnosti.

Integrací funkce jednotkového poměrného zrychlení zvedáku mechanismu $g_2(f)$ dostaneme funkci jednotkové poměrné rychlosti $g_1(f)$ a další integrací pak získáme funkci jednotkového poměrného závitů zvedáku mechanismu $g_0(f)$.

Řešení provádíme pro tři intervaly:

- 1/ $f \in \langle 1-\delta; 1 \rangle$
- 2/ $f \in \langle \delta; 1-\delta \rangle$
- 3/ $f \in \langle 0; \delta \rangle$

Interval $f \in \langle 1-\delta; 1 \rangle$:

$$g_2(f) = -\frac{\alpha}{\delta} \left[2(1-f) - \frac{(1-f)^2}{\delta} \right] \quad (36)$$

$$g_1(f) = \frac{\alpha}{3\delta} \left[3(1-f)^2 - \frac{(1-f)^3}{\delta} \right] + C_0 \quad (37)$$

$$g_0(f) = \frac{\alpha}{12\delta} (1-f)^3 \left[4 - \frac{1-f}{\delta} \right] + C_0 f + C_1 \quad (38)$$

Pro $f=1$ platí:

$$v_1 = g_1(f) = 0,$$

$$z_1 = g_0(f) = 1$$

Dosažením těchto hodnot do rovnic (37) a (38) vycházejí integrační konstanty $C_0 = 0$,

$$C_1 = 1$$

V intervale $f \in \langle 1-\delta; 1 \rangle$ tedy platí:

$$g_2(f) = -\frac{\alpha}{\delta} \left[2(1-f) - \frac{(1-f)^2}{\delta} \right] \quad (39)$$

$$g_1(f) = \frac{\alpha}{3\delta} \left[3(1-f)^2 - \frac{(1-f)^3}{\delta} \right] \quad 40$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení ekřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 55

$$g_0(f) = 1 - \frac{\alpha}{12\delta} (1-f)^3 \left[4 - \frac{1-f}{\delta} \right] \quad (41)$$

Interval $f \in \langle \delta; 1-\delta \rangle$:

$$g_2(f) = -\alpha \quad (42)$$

$$g_1(f) = -\alpha f + C_2 \quad (43)$$

$$g_0(f) = -\alpha \frac{f^2}{2} + C_2 f + C_3 \quad (44)$$

Pro hodnotu $f = 1-\delta$ platí:

$$1/ \quad v_2 = v_1 = \frac{\alpha}{3\delta} 2\delta^2 = \frac{2}{3}\alpha\delta$$

Dosažením této hodnoty do rovnice (43) dostáváme:

$$\frac{2}{3}\alpha\delta = -\alpha + \alpha\delta + C_2 \quad (45)$$

Úpravou rovnice (45) dostáváme:

$$C_2 = \frac{2}{3}\alpha\delta + \alpha - \alpha\delta = \frac{\alpha}{3}(3-\delta) \quad (46)$$

Integrační konstanta $C_2 = \frac{\alpha}{3}(3-\delta)$

$$2/ \quad v_2 = v_1 = 1 - \frac{\alpha\delta^3}{12\delta} (4-1) = 1 - \frac{1}{4}\delta^2\alpha$$

Dosažením této hodnoty do rovnice (44) dostáváme:

$$1 - \frac{1}{4}\delta^2\alpha = -\frac{\alpha(1-\delta)^2}{2} + \frac{\alpha}{3}(3-\delta)(1-\delta) + C_3 \quad (47)$$

Úpravou rovnice (47) dostaneme:

$$C_3 = 1 - \frac{\alpha\delta^2}{12} + \frac{4\alpha\delta}{12} - \frac{6\alpha}{12} = -\frac{\alpha\delta^2}{12} \quad (48)$$

Integrační konstanta $C_3 = -\frac{\alpha\delta^2}{12}$

V intervalu $f \in \langle \delta; 1-\delta \rangle$ tedy platí:

$$g_2(f) = -\alpha \quad (49)$$

$$g_1(f) = \frac{\alpha}{3}(3-\delta-3f) \quad (50)$$

$$g_0(f) = \frac{\alpha}{12} [6f(2-f) - \delta(\delta+4f)] \quad (51)$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.56

Interval $\xi \in \langle 0; \delta \rangle$:

$$s_2(\xi) = -\frac{\omega}{\delta} \left[2\xi - \frac{\xi^2}{\delta} \right] \quad (52)$$

$$s_1(\xi) = -\frac{\omega}{3\delta} \left[3\xi^2 - \frac{\xi^3}{\delta} \right] + C_4 \quad (53)$$

$$s_0(\xi) = -\frac{\omega}{12\delta} \left[4\xi^3 - \frac{\xi^4}{\delta} \right] + C_4\xi + C_5 \quad (54)$$

Pro hodnotu $\xi = \delta$ platí:

$$1/ \quad v_3 = v_2 = \frac{\omega}{3}(3 - \delta - 3\delta) = \frac{\omega}{3}(3 - 4\delta)$$

Dosažením této hodnoty do rovnice (53) dostaneme:

$$\frac{\omega}{3}(3 - 4\delta) = \frac{\omega}{3\delta}(3\delta^2 - \delta^2) + C_4 \quad (55)$$

Úpravou rovnice (55) dostaneme:

$$C_4 = \omega - \frac{4}{3}\omega\delta + \frac{2}{3}\omega\delta = \omega - \frac{2}{3}\omega\delta = 2 \quad (56)$$

Integrační konstanta $C_4 = 2$

$$2/ \quad s_3 = s_2 = \frac{\omega}{12} \left[6\delta(2 - \delta) - \delta(\delta + 4\delta) \right] - \frac{\omega}{12} \left[12\delta - 11\delta^2 \right]$$

Dosažením této hodnoty do rovnice (54) dostaneme:

$$\frac{\omega}{12}(12\delta - 11\delta^2) = -\frac{\omega}{12\delta}\delta^3(4 - 1) + \left(\omega - \frac{2}{3}\omega\delta\right)\delta + C_5 \quad (57)$$

Úpravou rovnice (57) dostaneme:

$$C_5 = \frac{\omega}{12}(-11\delta^2 + 3\delta^2 + 8\delta^2) = 0 \quad (58)$$

Integrační konstanta $C_5 = 0$

V intervalu $\xi \in \langle 0; \delta \rangle$ tedy platí:

$$s_2(\xi) = -\frac{\omega}{\delta} \left[2\xi - \frac{\xi^2}{\delta} \right] \quad (59)$$

$$s_1(\xi) = 2 - \frac{\omega}{3\delta} \left[3\xi^2 - \frac{\xi^3}{\delta} \right] \quad (60)$$

$$s_0(\xi) = 2\xi - \frac{\omega}{12\delta} \left(4\xi^3 - \frac{\xi^4}{\delta} \right) \quad (61)$$

Tím jsou určeny závislosti jednotkového poměrného zdvihu,

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřínce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 57

jednotkové poměrné rychlosti a jednotkového poměrného zrychlení zvedáku mechanismu k přetáčení skřínce na jednotkovém poměrném natožení vačkového hřídele. Vačka mechanismu zabezpečuje čtyři pohyby zvedáku během jedné otáčky vačkového hřídele, jak je naznačeno na obr. 7 na str. 37. Zvedák působí na ozubený hřeben, který otáčí skřípceovou skříní. Výhodou řešení pomocí jednotkových poměrů závislostí je skutečnost, že ponecháme-li pro pohyb pro příjem skřípce, pro pootočení ke tkanině, pro pootočení potřebné k navádění i pro dotáčení skřípceové skříně stejný průběh zrychlení, vypočítáme svislou funkci těchto čtyř pohybů současně.

4.2.2 Poměrná funkce svislu, rychlosti a zrychlení zvedáku mechanismu

Hodnoty poměrného zrychlení získáme z rovnice:

$$f_2(\varepsilon) = \frac{d^2\eta}{d\varepsilon^2} = 2 \frac{\eta_4 - \eta_d}{(\varepsilon_4 - \varepsilon_d)^2} \cdot \frac{d^2\tau}{d\varphi^2} \quad (62)$$

Pro $\dot{\varphi} > 0$ platí:

$$\frac{d^2\eta}{d\varphi^2} = +g_2(\varphi) \quad (63)$$

$$\text{Pro } \dot{\varphi} = 0 \text{ je } \frac{d^2\eta}{d\varphi^2} = 0 \quad (64)$$

Pro $\dot{\varphi} < 0$ platí:

$$\frac{d^2\eta}{d\varphi^2} = -g_2(\varphi) \quad (65)$$

$f_2(\varepsilon)$ = funkce poměrného zrychlení [mrad^{-2}]

ε, φ – souřadnice

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 58

$g_2(f)$ = funkce jednotkového poměrného zrychlení

y_h = maximální zdvih [m]

y_d = minimální zdvih [m]

φ_h = maximální natočení vačkového hřídele

φ_d = minimální natočení vačkového hřídele

Hodnoty poměrné rychlosti získáme z rovnic:

$$f_1(\tau) = \frac{dy}{d\tau} = \frac{y_h - y_d}{\varphi_h - \varphi_d} \frac{d\varphi}{d\tau} \quad (66)$$

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = g_1(f) \quad (67)$$

$f_1(\tau)$ = funkce poměrné rychlosti [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

$g_1(f)$ = funkce jednotkové poměrné rychlosti

Hodnoty zdvihu nezávisí na otáčkách vačkového hřídele,

Hodnoty poměrného zdvihu jsou tedy shodné s hodnotami skutečného zdvihu uvedenými v odstavci 4.2.3.

Maximální hodnota poměrného zrychlení vyskytuje v první fázi jeho pohybu

Podle obr.10 na str.25 je maximální hodnota jednotkového poměrného zrychlení rovna hodnotě ω . K výpočtu poměrného zrychlení použijeme rovnice (42), (62), (63), (65).

$$y_h = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_d = 0$$

$$\varphi_h = 42,5^\circ$$

$$\varphi_d = -15^\circ$$

Dále jsou v odstavcích 4.2.2 a 4.2.3 užívány hodnoty:

$$\pi = 3,14159$$

$$\delta = 1/3$$

VŠST Liberec	Mechanika a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 59

Podle rovnic (42), (62), (63) a (65) pro první fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_z(\tau) = 2 \frac{36,128 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{11,5}{36} \pi\right)^2} \cdot \frac{18}{7} = 184,472 \cdot 10^{-3} \text{ mrad}^{-2}$$

Maximální hodnota poměrného zrychlení zvedáku ve druhé fázi jeho pohybu

$$y_h = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_0 = 34,728 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\varepsilon_h = 175^\circ$$

$$\varepsilon_0 = 165^\circ$$

Podle rovnic (42), (62), (63) a (65) pro druhou fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_z(\tau) = 2 \frac{1,4 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{2}{36} \pi\right)^2} \cdot \frac{18}{7} = 236,066 \cdot 10^{-3} \text{ mrad}^{-2}$$

Maximální hodnota poměrného zrychlení zvedáku ve třetí fázi jeho pohybu

$$y_h = 34,728 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_0 = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\varepsilon_h = 185^\circ$$

$$\varepsilon_0 = 175^\circ$$

Podle rovnic (42), (62), (63) a (65) pro třetí fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_z(\tau) = 2 \frac{1,1 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{2}{36} \pi\right)^2} \cdot \frac{18}{7} = 185,480 \cdot 10^{-3} \text{ mrad}^{-2}$$

VŠST Liberec	Mechanizmus k převáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.60

Maximální hodnota poměrného zrychlení zvedáku ve čtvrté fázi jeho pohybu

$$y_h = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_d = 0$$

$$\varphi_h = 220^\circ$$

$$\varphi_d = 185^\circ$$

Podle rovnic (42), (62), (63) a (65) pro čtvrtou fázi pohybu zvedáku platí: $f_z(\tau) = 463,657 \cdot 10^{-3} \text{ mrad}^{-2}$

Maximální hodnota poměrné rychlosti zvedáku v první fázi jeho pohybu

Podle obr.9 je hodnota jednotkové poměrné rychlosti maximální pro $\xi = 0$. K výpočtu použijeme rovnice (60), (66) a (67).

$$y_h = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_d = 0$$

$$\varphi_h = 42,5^\circ$$

$$\varphi_d = -15^\circ$$

Podle rovnic (60), (66) a (67) pro první fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_1(\tau) = 2 \frac{36,128 \cdot 10^{-3}}{\frac{11,5}{36} \pi} = 71,997 \cdot 10^{-3} \text{ mrad}^{-1}$$

Maximální hodnota poměrné rychlosti zvedáku ve druhé fázi jeho pohybu

$$y_h = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_d = 34,728 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\varphi_h = 175^\circ$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 61

$$\varphi_1 = 165^\circ$$

Podle rovnice (60), (66), (67) pro druhou fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_1(\pi) = 2 \frac{1,40 \cdot 10^{-3}}{\frac{2}{36} \pi} = 16,043 \cdot 10^{-3} \text{ rad}^{-1}$$

Maximální hodnota poměrné rychlosti zvedáku ve třetí fázi jeho pohybu

$$y_h = 34,728 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_g = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\varphi_h = 185^\circ$$

$$\varphi_g = 175^\circ$$

Podle rovnice (60), (66) a (67) pro třetí fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_1(\pi) = 2 \frac{1,10 \cdot 10^{-3}}{\frac{2}{36} \pi} = 12,605 \cdot 10^{-3} \text{ rad}^{-1}$$

Maximální hodnota poměrné rychlosti zvedáku ve čtvrté fázi jeho pohybu

$$y_h = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_g = 0$$

$$\varphi_h = 220^\circ$$

$$\varphi_g = 185^\circ$$

Podle rovnice (60), (66) a (67) pro čtvrtou fázi pohybu zvedáku platí:

$$f_1(\pi) = 2 \frac{33,628 \cdot 10^{-3}}{\frac{7}{36} \pi} = 110,099 \cdot 10^{-3} \text{ rad}^{-1}$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení ekřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.62

4.2.3 Skutečný zdvih, skutečná rychlost a skutečné zrychlení zvedáku mechanismu

Hodnota skutečného zrychlení zvedáku mechanismu pro určité otáčky vačkového hřídele získáme ze vztahů:

$$a(\tau) = f_2(\tau) \cdot \omega^2 \quad (68)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (69)$$

$a(\tau)$ = funkce skutečného zrychlení [ms^{-2}]

$f_2(\tau)$ = funkce poměrného zrychlení [ms^{-2}]

ω = úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

n = otáčky vačkového hřídele [ot/min]

Hodnota skutečné rychlosti zvedáku mechanismu pro určité otáčky vačkového hřídele získáme ze vztahů:

$$v(\tau) = f_1(\tau) \cdot \omega \quad (70)$$

$v(\tau)$ = funkce skutečné rychlosti [ms^{-1}]

$f_1(\tau)$ = funkce poměrné rychlosti [ms^{-1}]

Hodnota skutečného zdvihu zvedáku mechanismu získáme ze vztahů:

$$y(\tau) = f_0(\tau) = \frac{z_1 + z_d}{2} + \frac{z_1 - z_d}{2} z \quad (71)$$

Pro $f > 0$ platí:

$$z = g_0(f) \quad (72)$$

$$\text{Pro } f = 0 \text{ je } z = 0 \quad (73)$$

Pro $f < 0$ platí:

$$z = -g_0(f) \quad (74)$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.63

4.2.3.1 Hodnoty zdvihu, maximální hodnoty skutečné rychlosti a skutečného zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n=125$ ot/min

Pro otáčky $n=125$ ot/min je podle rovnice (69):

$$\omega = 13,090 \text{ rad s}^{-1} \quad a$$

$$\omega^2 = 171,448 \text{ rad}^2 \text{ s}^{-2}$$

Rychlost počítáme z rovnice (70) s využitím výsledků z oddílu 4.2.2, zrychlení počítáme z rovnice (68) s využitím výsledků z oddílu 4.2.2, zdvih počítáme ze vztahu:

$$y = y_h - y_g \quad (75)$$

První fáze pohybu zvedáku

Podle rovnic (68), (69), (70) a (75) s využitím výsledků z oddílu 4.2.2 dostáváme pro první fázi pohybu zvedáku:

$$y = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 0,942 \text{ m s}^{-1}$$

$$a = 31,609 \text{ m s}^{-2}$$

Druhá fáze pohybu zvedáku

Podle rovnic (68), (69), (70) a (75) s využitím výsledků z oddílu 4.2.2 dostáváme pro druhou fázi pohybu zvedáku:

$$y = 1,400 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 0,210 \text{ m s}^{-1}$$

$$a = 40,449 \text{ m s}^{-2}$$

VŠST Liberec	Mechanika k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.64

Třetí fáze pohybu zvedáku

Podle rovnice (68), (69), (70) a (75) a využitím výsledku z odřídka 4.2.2 dostáváme pro třetí fázi pohybu zvedáku:

$$y = 1,100 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 0,165 \text{ ms}^{-1}$$

$$a = 31,781 \text{ ms}^{-2}$$

Čtvrtá fáze pohybu zvedáku

Podle rovnice (68), (69), (70) a (75) a využitím výsledku z odřídka 4.2.2 dostáváme pro čtvrtou fázi pohybu zvedáku:

$$y = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 1,441 \text{ ms}^{-1}$$

$$a = 79,446 \text{ ms}^{-2}$$

Hodnoty zrychlení, maximální rychlosti a maximálního zrychlení zvedáku a příslušnými znaménky jsou pro jednotlivé fáze pohybu zvedáku uvedeny v tabulce III na str.67.

4.2.1.2 Hodnoty zrychlení, maximální hodnoty skutečné rychlosti a skutečného zrychlení zvedáku mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 175 \text{ ot/min}$

Pro otáčky $n = 175 \text{ ot/min}$ je podle rovnice (69):

$$\omega = 18,326 \text{ rad s}^{-1}$$

$$\omega^2 = 335,842 \text{ rad}^2 \text{ s}^{-2}$$

Rychlost počítáme z rovnice (70) a využitím výsledků

VŠST Liberec	Mechanismus k převěření skříně	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 65

z oddílu 4.2.2, zrychlení počítáme z rovnice (68) a využitím výsledků z oddílu 4.2.2, sčítáme se vztahu (70).

Prvá fáze pohybu zvedáku

Podle rovnice (68), (69), (70) a (75) a využitím výsledku z oddílu 4.2.2 dostáváme pro první fázi pohybu zvedáku:

$$y = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 1,319 \text{ m s}^{-1}$$

$$a = 61,953 \text{ m s}^{-2}$$

Druhá fáze pohybu zvedáku

Podle rovnice (68), (69), (70) a (75) a využitím výsledku z oddílu 4.2.2 dostáváme pro druhou fázi pohybu zvedáku:

$$y = 1,400 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 0,294 \text{ m s}^{-1}$$

$$a = 79,280 \text{ m s}^{-2}$$

Třetí fáze pohybu zvedáku

Podle rovnice (68), (69), (70) a (75) a využitím výsledku z oddílu 4.2.2 dostáváme pro třetí fázi pohybu zvedáku:

$$y = 1,100 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 0,231 \text{ m s}^{-1}$$

$$a = 62,292 \text{ m s}^{-2}$$

Čtvrtá fáze pohybu zvedáku

Podle rovnice (68), (69), (70) a (75) a využitím výsledku z oddílu 4.2.2 dostáváme pro čtvrtou fázi pohybu zvedáku:

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.66

$$y = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$v = 2,018 \text{ m s}^{-1}$$

$$a = 155,715 \text{ m s}^{-2}$$

Hodnoty zdvihu, maximální rychlosti a maximálního zrychlení svědka v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n=175$ ot/min jsou uvedeny s příslušnými znaménky v tab.III.

4.3 Výrobní souřadnice vačky

Zdvihové funkce získané v odstavci 4.2.3 použijeme pro výpočet výrobních souřadnic vačky. Průměr rostečné trošnice pastorku skřipcové skříně je $\delta = 23 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Při přetočení skřipcové skříně o 180° nabývá zdvihová funkce $y = y(\tau)$ hodnotu:

$$y_{\max} = \frac{23}{2} \cdot \pi = 11,5 \pi \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Pro voleno maximální polární souřadnici

$$R_{\max} = 110 \cdot 10^{-3} \text{ m platí:}$$

$$R_{\min} = (110 - 11,5 \pi) \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Podle obr.11 platí:

$$R = R_{\min} + y(\tau) \quad (76)$$

$$\varphi = \tau + \psi - \psi_0 \quad (77)$$

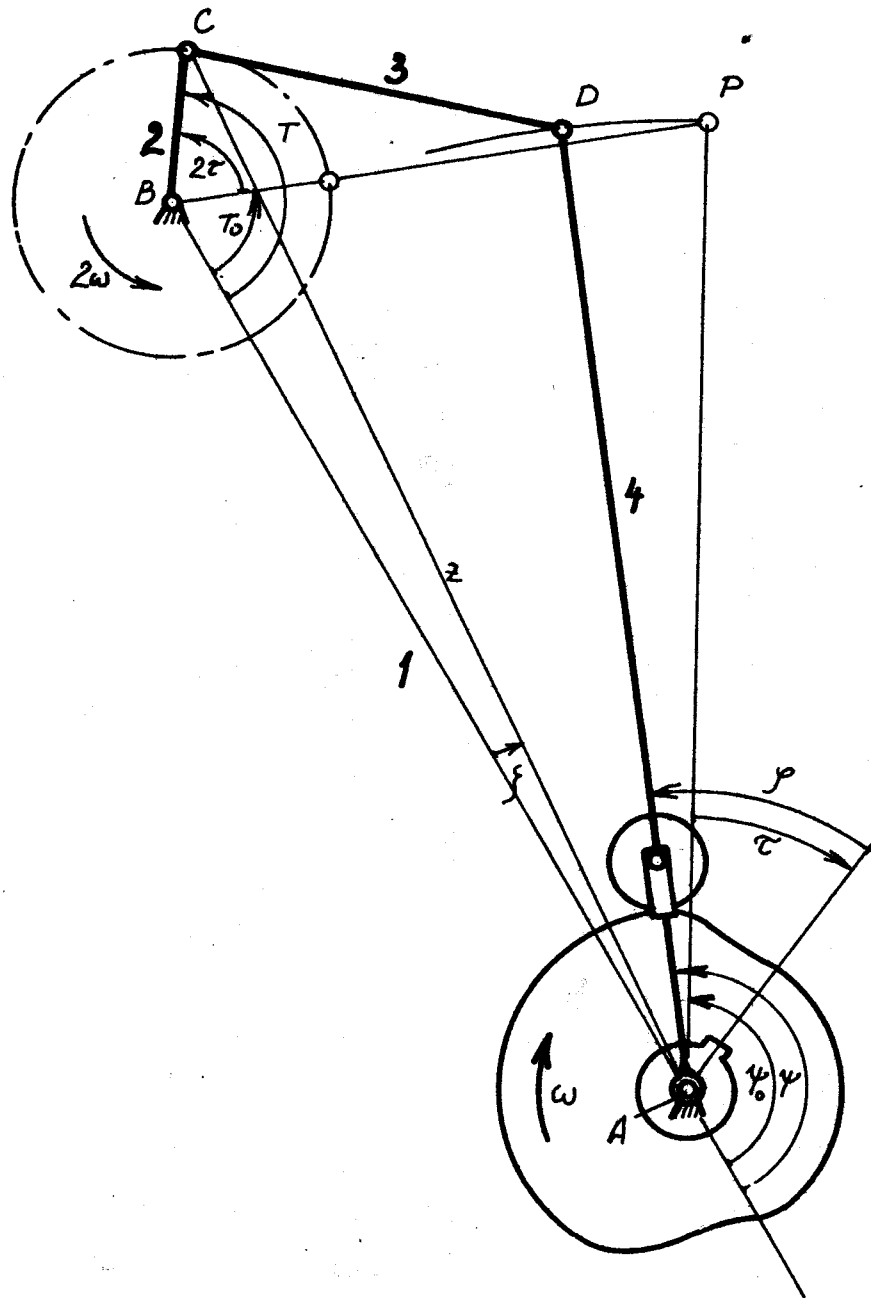
$$T = T_0 + 2\tau \quad (78)$$

$$f = \arctg \frac{l_2 \sin T}{l_1 - l_2 \cos T} \quad (79)$$

$$\overline{AC} = Z = \sqrt{(l_1 - l_2 \cos T)^2 + (l_2 \sin T)^2} \quad (80)$$

Tab.III-Porovnání hodnot zdvihu, rychlosti a zrychlení zvedáku získaných graficko-počítačovou metodou / g-p / a analytickou metodou / a /

1. fáze	$n [^\circ/\text{min}]$	$y [\text{mm}]$	$v [\text{m s}^{-1}]$	$a [\text{m s}^{-2}]$
g-p	125	36,128	0,960	$\pm 32,600$
a	125	36,128	0,942	$\pm 31,609$
g-p	175	36,128	1,340	$\pm 63,800$
a	175	36,128	1,319	$\pm 61,953$
2. fáze	$n [^\circ/\text{min}]$	$y [\text{mm}]$	$v [\text{m s}^{-1}]$	$a [\text{m s}^{-2}]$
g-p	125	-1,400	-0,200	$\pm 40,110$
a	125	-1,400	-0,210	$\pm 40,449$
g-p	175	-1,400	-0,280	$\pm 78,600$
a	175	-1,400	-0,294	$\pm 79,280$
3. fáze	$n [^\circ/\text{min}]$	$y [\text{mm}]$	$v [\text{m s}^{-1}]$	$a [\text{m s}^{-2}]$
g-p	125	-1,100	-0,170	$\pm 32,420$
a	125	-1,100	-0,165	$\pm 31,781$
g-p	175	-1,100	-0,240	$\pm 64,500$
a	175	-1,100	-0,231	$\pm 62,292$
4. fáze	$n [^\circ/\text{min}]$	$y [\text{mm}]$	$v [\text{m s}^{-1}]$	$a [\text{m s}^{-2}]$
g-p	125	-33,628	-1,380	$\pm 77,950$
a	125	-33,628	-1,441	$\pm 79,446$
g-p	175	-33,628	-1,930	$\pm 152,800$
a	175	-33,628	-2,018	$\pm 155,715$



Obr. 11 - Schéma přírazového mechanismu

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení ořípce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 69

$$\psi = 180^\circ - \varphi - \arccos \frac{l_4^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_4 l_2} \quad (81)$$

R = polární souřadnice [m]

φ = polární souřadnice [$^\circ$]

ε = úhel natočení vačkového hřídele [$^\circ$]

ψ = pomocný úhel [$^\circ$]

ψ_0 = hodnota pomocného úhlu ψ v okamžiku přírazu [$^\circ$]

T = úhel v trojúhelníku ABC [$^\circ$]

T_0 = hodnota úhlu T v okamžiku přírazu [$^\circ$]

φ = pomocný úhel v trojúhelníku ABC [$^\circ$]

l_1, l_2, l_3, l_4 - délky jednotlivých členů mechanismu [m]

a = strana v trojúhelníku ABC [m]

Rozměry mechanismu:

$$l_1 = 139,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l_2 = 22 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l_3 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l_4 = 133,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

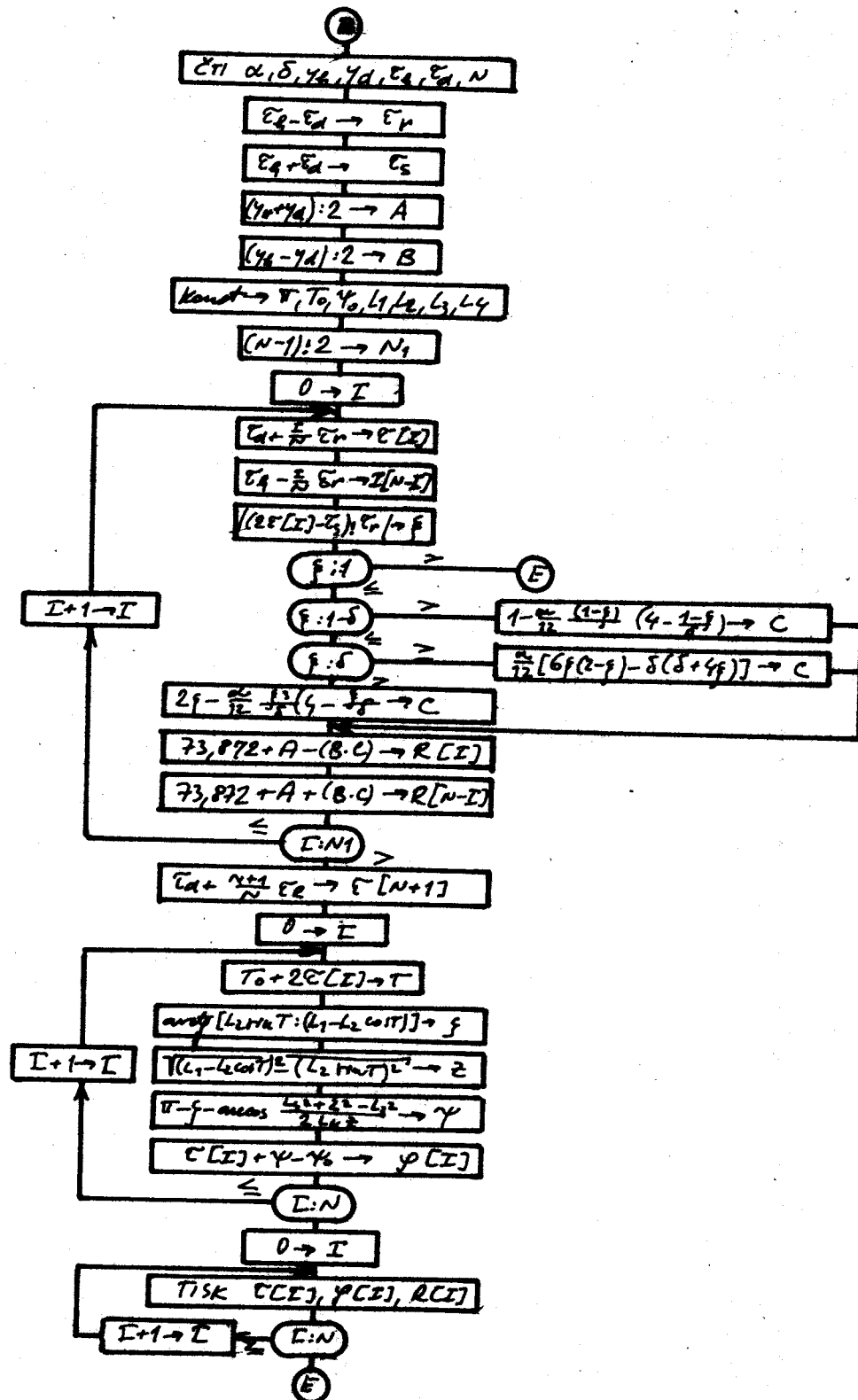
$$\psi_0 = 149,52^\circ$$

$$T_0 = 70,15^\circ$$

Z rovnice (76) a (81) můžeme vyjádřit skutečnou svislou funkci.

4.3.1 Výpočet výrobních souřadnic vačky

Polární souřadnice R a φ lze s výhodou počítat na elektronické počítači. Na obr. 12 je blokové schéma výpočtu těchto souřadnic. Vstupní údaje δ a α jsou zadány konstanty, N je počet kroků cyklu, $y_0, y_N, \varepsilon_0, \varepsilon_N$ jsou minimální, resp. maximální hodnoty svislé zvedáku a minimální, resp. maximální hodnoty natočení vačkového hřídele.



Obr. 12 - Blokové schéma výpočtu výrobních souřadnic vačky

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení střípce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 71

1e.

První fáze pohybu svedáku

$$y_g = 0 \quad y_h = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau_g = -15^\circ \quad \tau_h = 42,5^\circ$$

Druhá fáze pohybu svedáku

$$y_g = 34,728 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad y_h = 36,128 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau_g = 165^\circ \quad \tau_h = 175^\circ$$

Třetí fáze pohybu svedáku

$$y_g = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad y_h = 34,728 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau_g = 175^\circ \quad \tau_h = 185^\circ$$

Čtvrtá fáze pohybu svedáku

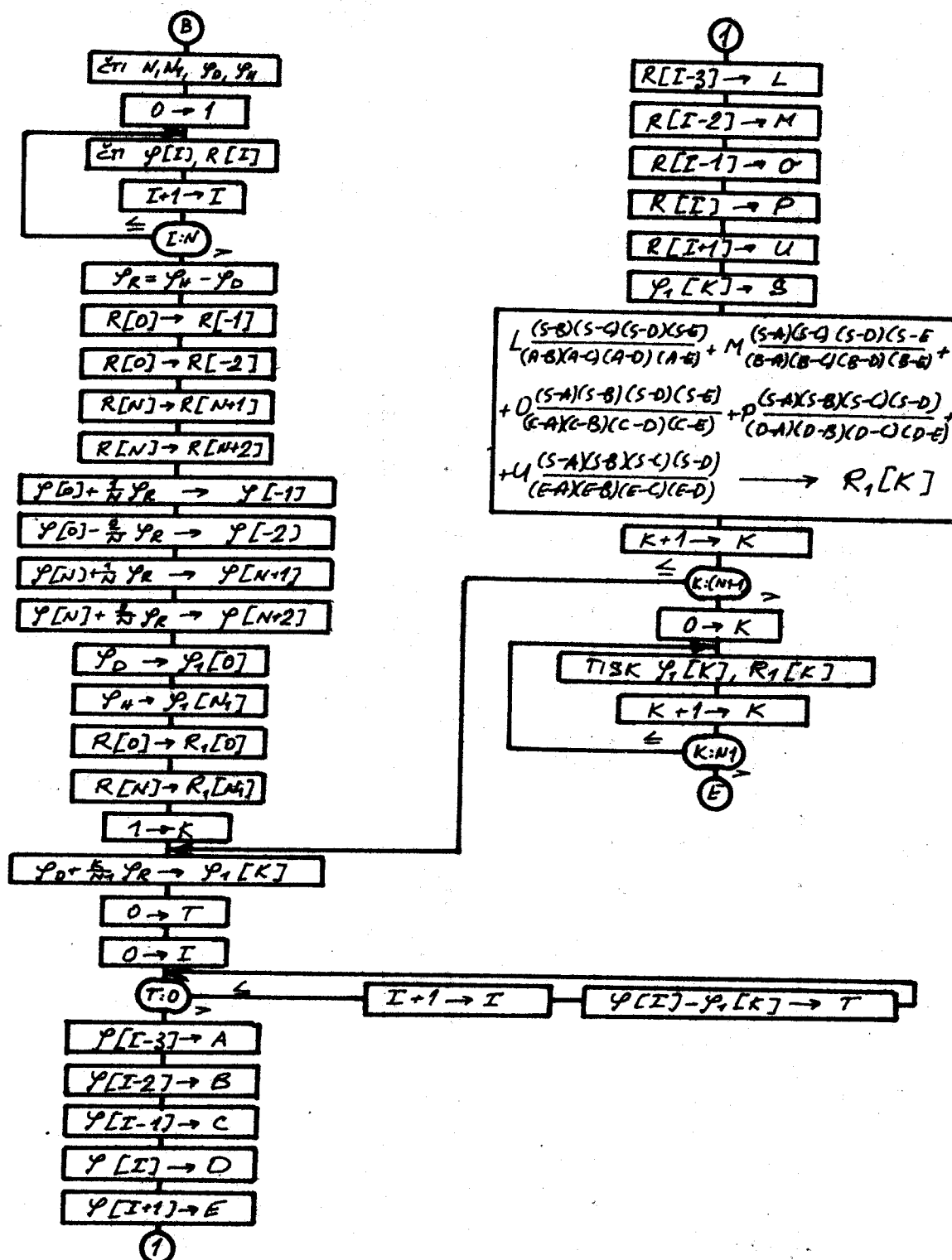
$$y_g = 0 \quad y_h = 33,628 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau_g = 185^\circ \quad \tau_h = 220^\circ$$

V případě, že při výrobě vačky použijeme nástroje stejného průměru, jako je průměr kladky svedáku, jsou síťové souřadnice souřadnicemi výrobními.

4.1.2 Interpolace

Při výpočtu souřadnice y podle rovnic (77) + (81) vycházejí různě velké difference mezi dvěma po sobě následujícími natočeními vačkového střídle. Mají-li být tyto difference v celém intervalu $\tau \in \langle \tau_2, \tau_4 \rangle$ konstantní, můžeme provést interpolaci. I tento výpočet můžeme provést na samočinném počítači. Na obr. 13 je blokové schéma



Obr. 13 - Blokové schéma interpolace

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.73

interpolace provedené pomocí Lagrangeova interpolačního polynomu pátého stupně. Vypočítané souřadnice φ_1, R_1 jsou výrobní souřadnice vačky mechanismu k přetáčení skřipce. Jsou uspořádány v tabulce, která tvoří druhý list výrobního výkresu vačky. Průměr výrobního nástroje je stejně velký jako průměr klacku svedáku:

$$d = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Průběh zrychlení svedáku, jehož klacka se otáčí po obrysu vačky vyrobené podle souřadnic φ_1, R_1 , je zobrazen v voleném průběhu zrychlení, nasazeném na obr.10 na str.37.

5.0 DYNAMIKA MECHANISMU K PŘETÁČENÍ SKŘIPCE

Bezchybná funkce mechanismu bude zajištěna, v případě, že výsledná síla mezi klackem svedáku a vačkou bude během celé otáčky vačky přitlačovat svedák k obrysu vačky. Součet všech zvažovaných sil, působících v mechanismu, musí tedy v každém okamžiku mít kladnou hodnotu, je-li kladný smysl působení takový, že přitlačuje klacka k obrysu vačky.

Uvažované síly:

D_3 = dynamická síla svedáku o klacku

G_3 = tíhová síla svedáku o klacku

D_4 = dynamická síla osobního hřeben o stavidelném hřebem

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 74

G_4 = tíhová síla ozubeného hřebene se starším
hřebem

D_5 = dynamická síla skřipcové skříně

D_6 = dynamická síla ozubeného hřebene a části pružiny

G_6 = tíhová síla ozubeného hřebene a části pružiny

P_7 = síla pružiny

P_p = síla způsobená pasivními odpory

Jak už bylo uvedeno v kapitole 3, není při řešení uvažováno tření v sobech, valivý odpor ložisek klauky a skřipcové skříně, závislost velikosti pasivních odporů na velikosti rychlosti a na velikosti třecí plochy, vliv přičení zvedáku ve vedení, vliv odstředivé síly vzniklé křivým pohybem ani vliv vnitřního napětí způsobeného teplotní roztažností materiálu. Všechny tyto vlivy jsou zahrnuty do síly P_p , která byla určena pokusně a její hodnoty jsou uvedeny v oddílu 3.2. Síla způsobená pasivními odpory má smysl proti smyslu rychlosti pohybu.

Dynamická síla má smysl opačný než je smysl zrychlení. V případě posuvného pohybu členu mechanismu je dynamická síla rovna součinu hmoty a zrychlení příslušného členu, dynamickou sílu členů konajících rotační pohyb lze zjistit pomocí dynamického momentu. Tento moment je roven součinu momentu setrvačnosti členu konajícího rotační pohyb a sourotace a úhlového zrychlení a má smysl opačný, než je smysl úhlového zrychlení. Celková dynamická síla mechanismu je rovna součtu dynamických sil jednotlivých členů mechanis-

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	ITS	
Fakulta strojní		1974	str. 75

mu a lze ji vyjádřit jako součin redukované hmoty mechanismu a zrychlení členu, na nějž byla hmota redukována. Redukovaná hmota mechanismu byla určena v oddílu 2.3.

Platí:

$$D = D_3 + D_4 + D_5 + D_6 = \sum_{i=3}^6 D_i = m_3 a + \frac{J_5 a}{r^2} + m_4 a + (m_6 + \frac{1}{3} m_7) a = m_{red} \cdot a \quad (82)$$

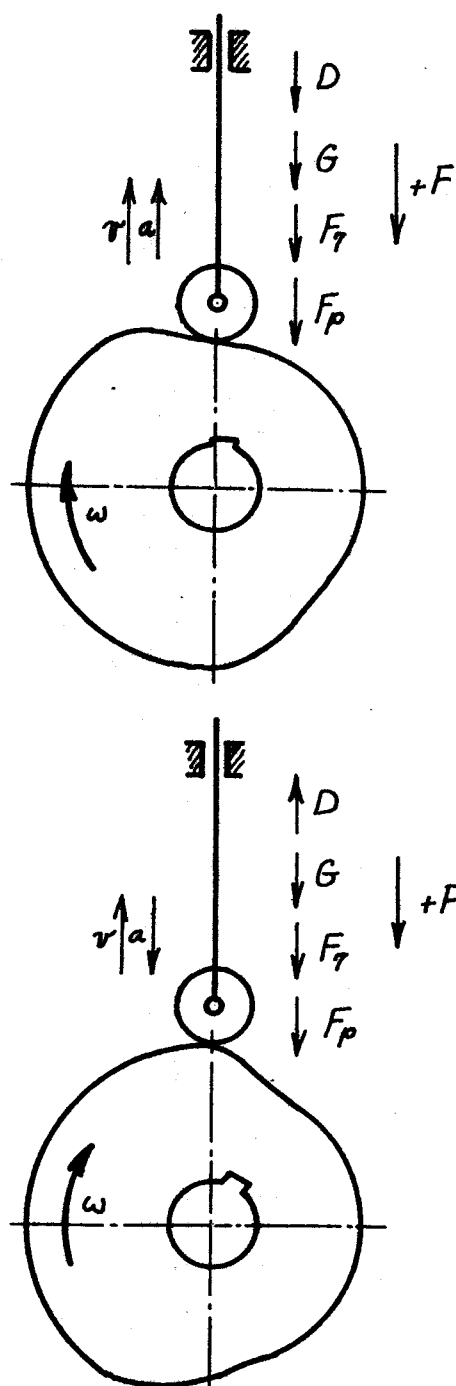
Síla pružiny se mění během jednoho zdvihu v mezích 421,658 N až 186,314 N, jak je uvedeno v oddílu 3.1.

Tíhová síla je rovna:

$$G = G_3 + G_4 - G_6 \quad (83),$$

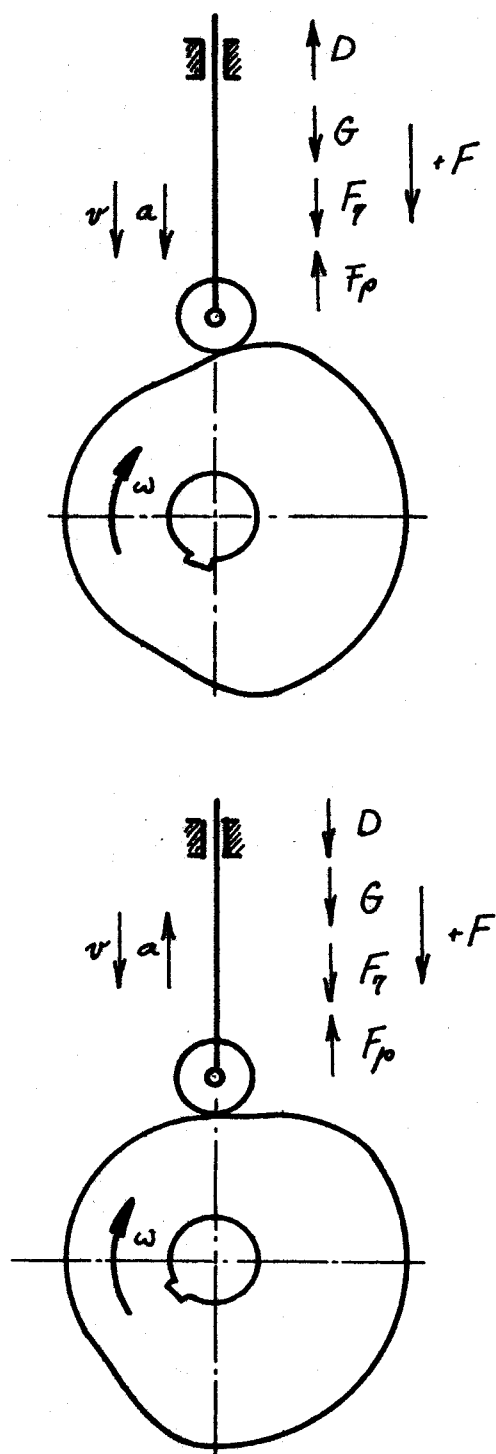
jak vyplývá z obr.2.

Podle změny směru rychlosti a zrychlení zvedáku během jedné otáčky vačkového hřídele mohou nastat případy podle obr. 14 a obr.15. Kladný smysl síly byl volen směrem dolů. Pokud výsledná síla F , která je součtem všech sil působících v mechanismu, bude mít kladný smysl, bude mechanismus pracovat dobře. V případě, že by síla F v některém okamžiku měla zápornou hodnotu, kladka zvedáku by odskočila od povrchu vačky, funkce mechanismu by nebyla správná a mohlo by dojít k poruše stroje. Pro zkoumání možnosti odskočení kladky je zajímavý konec první fáze pohybu zvedáku a začátek čtvrté fáze pohybu zvedáku, s hlediska dotáčení, resp. nedotáčení skřipcové skříně je zajímavý konec čtvrté fáze pohybu zvedáku, kdy síla způsobená pasivními odpory je vlivem náhého páky pro odbrzdění skřipce před vyjetím zhruba pětkrát větší.



Obr. 14 - Síly působící v mechanismu při pohybu
bez skřipce

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení střipce	KPS	
Fakulta strojní		1974	str. 77



Obr. 15-Síly působící v mechanismu při pohybu se střipcem

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 78

3.1 Výsledná síla působící na zvedák mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 125 \text{ ot/min}$

Výsledná síla je součtem všech zvažovaných sil působících v mechanismu. Platí:

$$F = D + G + F_{\gamma} + F_p \quad 84$$

F = výsledná síla [N]

D = dynamická síla [N]

F_{γ} = síla pružiny [N]

F_p = síla způsobená pasivními odpory [N]

G = tíhová síla [N]

Při výpočtech byly zvažovány všechny uvedené síly, v diagramech na obr. 16 a obr. 17 je síla G zanedbána.

Výsledná síla v první fázi pohybu zvedáku

Podle rovnice (82) platí:

$$D = m_{red1} \cdot a_1 = 2,107 \cdot 31,609 = 66,600 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{\gamma s} = 186,314 \text{ N}$$

$$F_{\gamma k} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_p = 26,672 \text{ N}$$

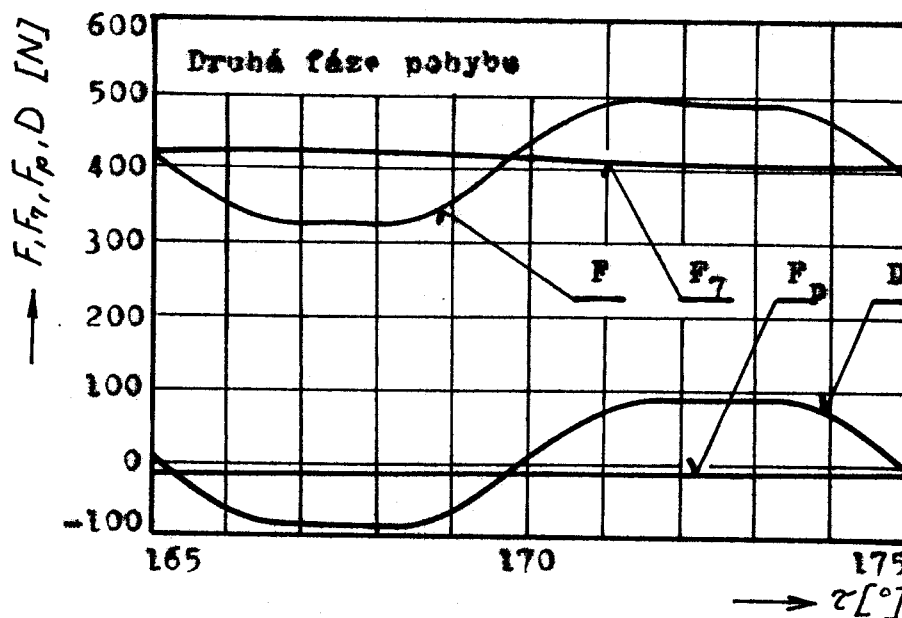
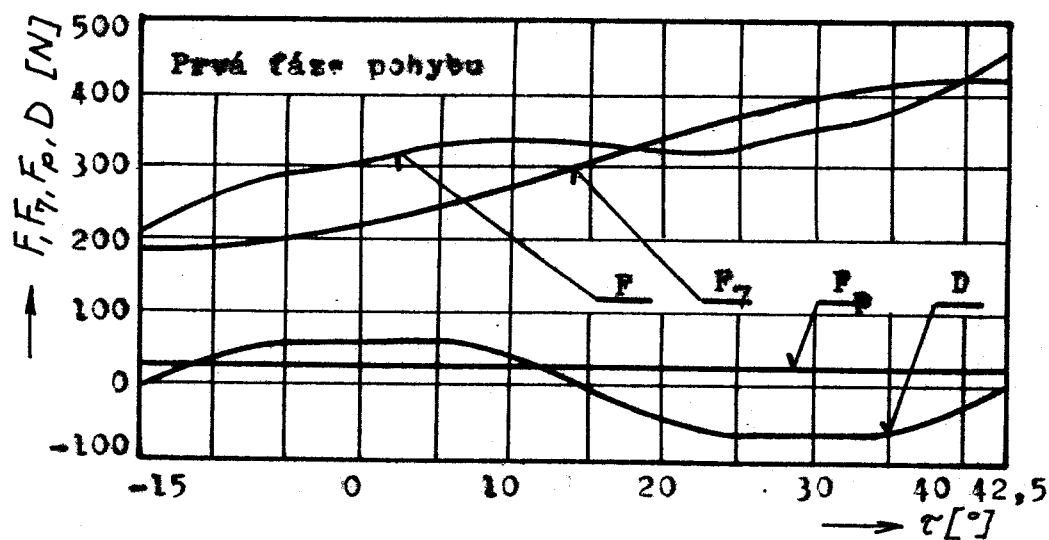
$$G = 3,677 \text{ N}$$

m_{red1} = redukovaná hmotnost mechanismu při pohybu bez skřipce [kg]

a_1 = maximální zrychlení zvedáku v první fázi jeho pohybu při otáčkách $n = 125 \text{ ot/min}$ [ms^{-2}]

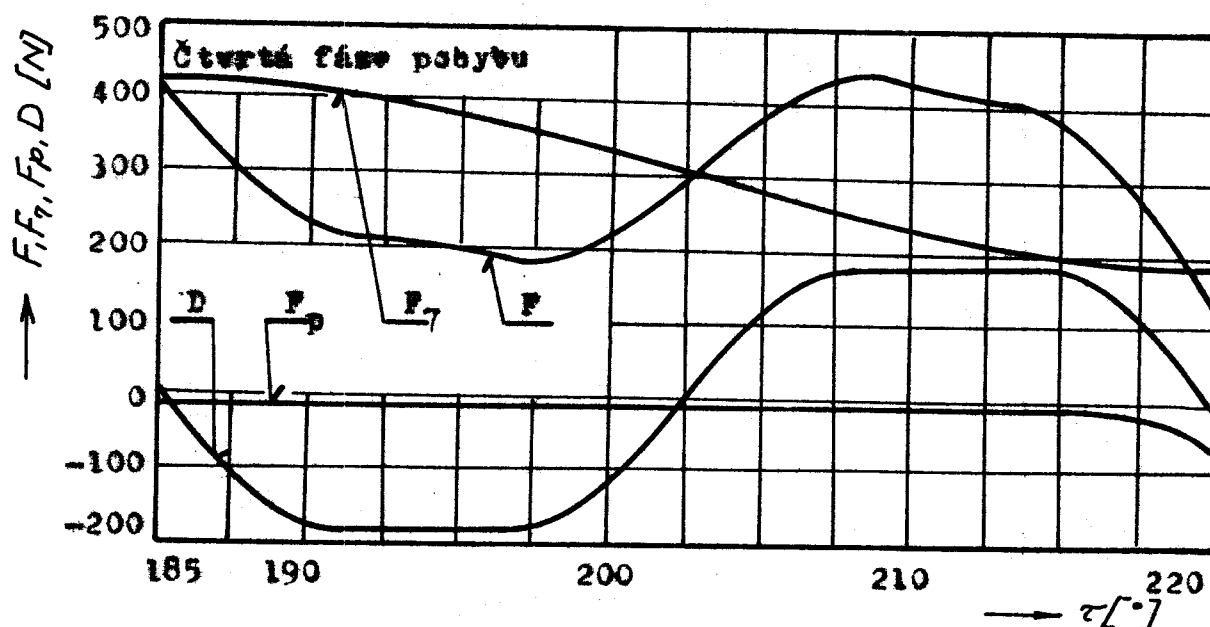
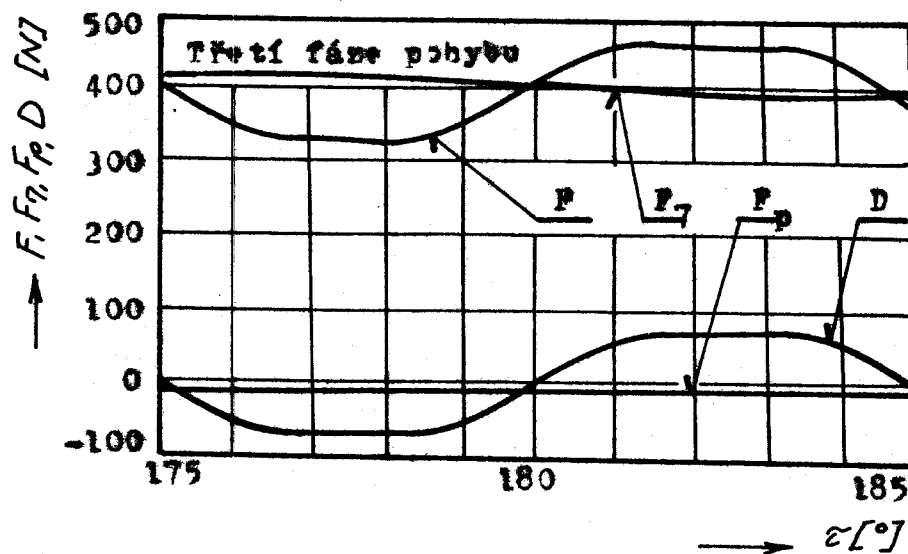
$F_{\gamma s}$ = síla pružiny na začátku pohybu [N]

$F_{\gamma k}$ = síla pružiny na konci pohybu [N]



Obr. 16 - Diagram sil působících v první a druhé fázi pohybu zvedáku pro $n = 125$ ot/min

τ = úhel natožení vačkového hřídele, F - výsledná síla, F_γ - síla průřezu, F_p - síla způsobená pasivními odpory, D - dynamická síla



Obr.17-Diagram sil působících ve třetí a čtvrté fázi pohybu stroje pro $n = 125 \text{ os/min}$

ε = úhel natožení vačkového hřídele, F = výsledná síla,
 F_{γ} = síla pružiny, F_p = síla způsobená pasivními odpor-
 y, D = dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.81

Průběh výsledné síly v celé první fázi pohybu je znázorněn na obr.16. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel $-15^{\circ} \equiv 345^{\circ}$, kdy síla pružiny $F_7 = 186,314 \text{ N}$ a dynamická síla je nulová. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\min} = 216,663 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při úhlu natočení vačkového hřídele o úhel $42,5^{\circ}$, kdy síla pružiny $F_7 = 421,658 \text{ N}$ a dynamická síla je nulová. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 452,007 \text{ N}$$

Výsledná síla ve druhé fázi pohybu zvedáku

Podle rovnice (82) platí:

$$D = m_{\text{red2}} \cdot a_2 = 2,298 \cdot 40,449 = 92,952 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7z} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 411,852 \text{ N}$$

$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

m_{red2} = redukovaná hmotnost mechanismu při pohybu se skřipcem
[kg]

Průběh výsledné síly v celé druhé fázi pohybu zvedáku je znázorněn na obr.16. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při úhlu natočení vačkového hřídele o úhel $168^{\circ}20'$,

VŠST Liberec	Mechanika k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.82

kdy síla pružiny je $F_7 = 417,736 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\min} = 317,674 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natožení vačkového hřídele o úhel $172^\circ 40'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 415,774 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 501,616 \text{ N}$$

Výsledná síla ve třetí fázi pohybu svodáku

Podle rovnice (82) platí:

$$D = m_{rad2} \cdot a_3 = 2,298 \cdot 31,781 = 73,033 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7s} = 411,852 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé třetí fázi pohybu je znázorněn na obr.17. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při úhlu natožení vačkového hřídele o úhel $177^\circ 20'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 407,968 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\min} = 325,825 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natožení vačko-

VŠST Liberec	Mechanika a přetáčení skřepce	KPS	
Fakulta strojní		1974	str. 83

vého hřídele o úhel $182^{\circ}40'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 405,968 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 471,891 \text{ N}$$

Výsledná síla ve čtvrté fázi pohybu zvedáku

Podle rovnice (82) platí:

$$D = m_{\text{red 2}} \cdot a_1 = 2,298 \cdot 79,446 = 182,023 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7g} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 186,314 \text{ N}$$

$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé čtvrté fázi pohybu je znázorněn na obr.17. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel 220° , kdy síla pružiny je $F_7 = 186,314 \text{ N}$, dynamická síla je nulová a síla působící na potírání odporu je zvýšena na hodnotu $F_p = -58,680 \text{ N}$. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\min} = 127,634 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natočení vačkového hřídele o úhel $208^{\circ}20'$; kdy síla pružiny je $F_7 = 273,392 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 444,632 \text{ N}$$

VŠST Liberec	Mechanismus a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.84

3.2 Výsledná síla působící na svedák mechanismu v jednotlivých fázích jeho pohybu pro $n = 175 \text{ ot/min}$

Výsledná síla je stejně jako v odstavci 5.1 rovna součtu všech uvažovaných sil působících v mechanismu. Síla způsobená působením odporu je stejná jako v odstavci 5.1, její změna vlivem zvýšení rychlosti pohybu není uvažována. Síla pružiny i tahová síla zůstaly stejné jako v odstavci 5.1, výrazné změny se projevily v dynamické síle. Velikost maximální hodnoty zrychlení svedáku v jednotlivých fázích jeho pohybu lze vypočítat podle vztahu:

$$a_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \cdot a_1 \quad (83)$$

a_2 = maximální hodnota zrychlení svedáku při $n = 175 \text{ ot/min}$
 $[\text{ms}^{-2}]$

ω_2 = úhlová rychlost pro $n = 175 \text{ ot/min}$

a_1 = maximální hodnota zrychlení svedáku při $n = 125 \text{ ot/min}$
 $[\text{ms}^{-2}]$

ω_1 = úhlová rychlost pro $n = 125 \text{ ot/min}$

Při výpočtu byly uvažovány síly D , G , F_7 , F_p v diagramech na obr. 18, 19 a 20 je síla G zanedbána.

Výsledná síla v první fázi pohybu svedáku

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,107 \cdot 61,953 = 130,535 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7s} = 186,314 \text{ N}$$

$$F_{7t} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_p = 26,672 \text{ N}$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KPS	
Fakulta strojní		1974	str.85

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé první fázi pohybu je znázorněn na obr.18. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natožení vačkového hřídele o úhel $-15^\circ \equiv 345^\circ$, kdy síla pružiny je $F_7 = 186,314 \text{ N}$ a dynamická síla je nulová. Z rovnice (84) vyplývá:

$$F_{\min} = 216,663 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natožení vačkového hřídele o úhel $42,5^\circ$, kdy síla pružiny je $F_7 = 421,657 \text{ N}$ a dynamická síla je nulová. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 452,007 \text{ N}$$

Výsledná síla ve druhé fázi pohybu

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,298 \cdot 79,280 = 198,170 \text{ N}$$

Dále platí:

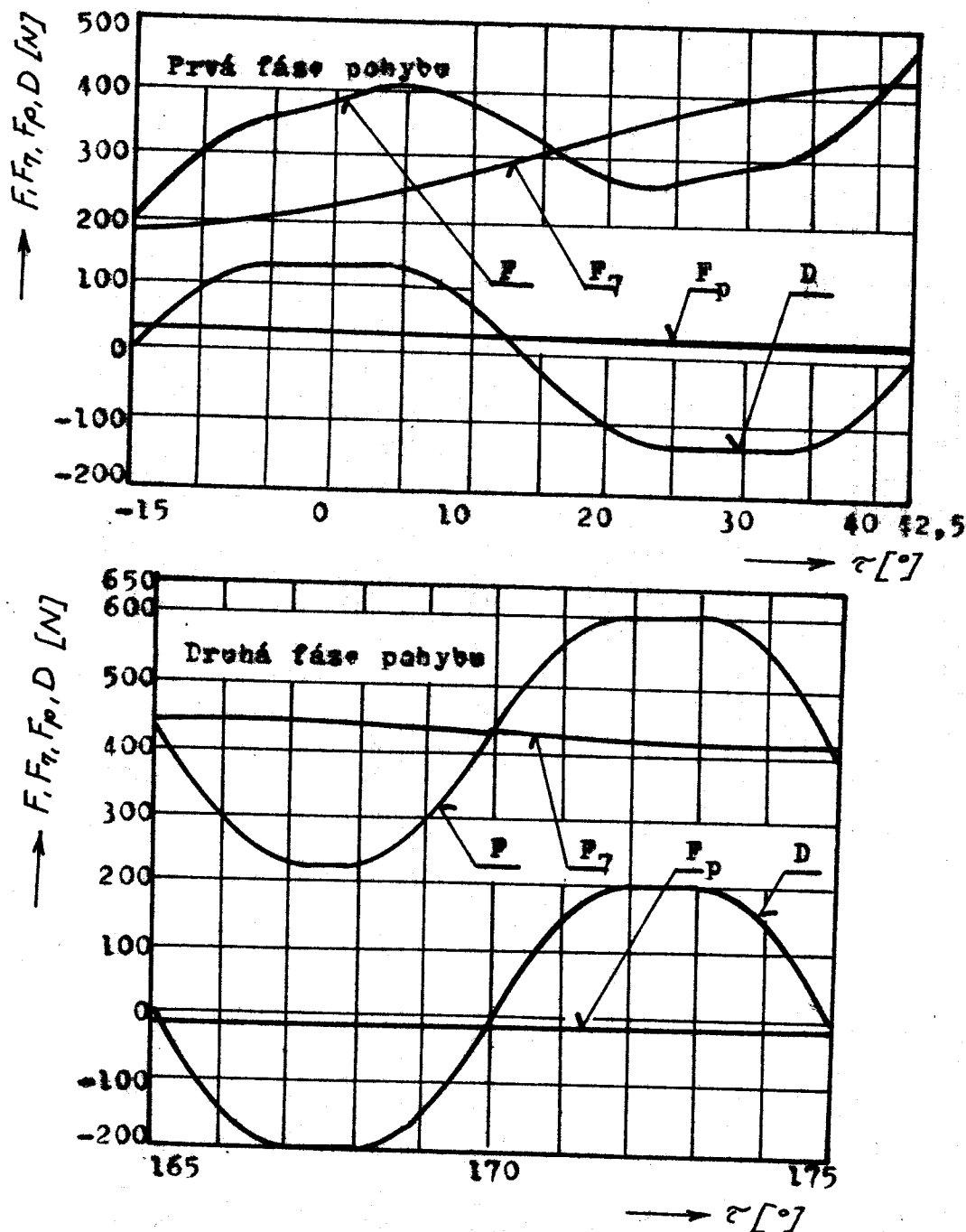
$$F_{7E} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_{7E} = 411,852 \text{ N}$$

$$F_D = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé druhé fázi pohybu je znázorněn na obr.18. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natožení vačkového hřídele o úhel $168^\circ 20'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 417,736 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice



Obr. 18 - Diagram sil působících v první a druhé fázi pohybu
 zvačky pro $n = 175$ ot/min

τ - úhel natožení vačkového hřídele, F - výsledná síla,
 F_γ - síla pružiny, F_p - síla způsobená pasivními odpory,
 D - dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanizace a přetváření skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.87

(84) vyplývá:

$$F_{\min} = 212,455 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natožení vačkového hřídele o úhel $171^{\circ}40'$, kdy síla prožtiny je

$F_7 = 415,774 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice

(84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 606,834 \text{ N}$$

Výsledná síla ve třetí fázi pohybu

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,292 \cdot 62,292 = 143,147 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7s} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

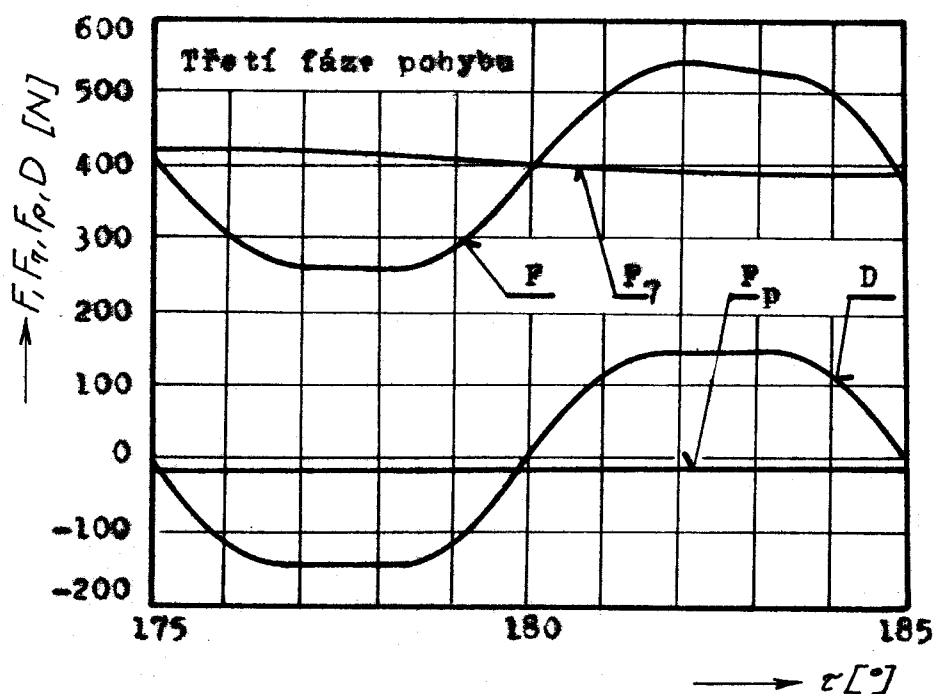
$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé třetí fázi pohybu je znázorněn na obr.19. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natožení vačkového hřídele o úhel $177^{\circ}20'$, kdy síla prožtiny je $F_7 = 407,968 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice

(84) vyplývá:

$$F_{\min} = 257,672 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natožení vačkového hřídele o úhel $181^{\circ}40'$, kdy síla prožtiny je



Obr.19-Diagram sil působících ve třetí fázi pohybu zvedáku pro $n = 175$ ot/min

τ - úhel natožení vačkového hřídele, F - výsledná síla, F_g - síla pružiny, F_p - síla způsobená pasivními odpory, D - dynamická síla

$F_7 = 405,968 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 552,792 \text{ N}$$

Výsledná síla ve čtvrté fázi pohybu

Podle rovnice 82 platí:

$$D = 2,292 \cdot 155,715 = 367,833 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7a} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 186,314 \text{ N}$$

$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé čtvrté fázi pohybu je znázorněn na obr. 20. Výsledná síla nabývá minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel $196^\circ 40'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 366,880 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice (84) plyne:

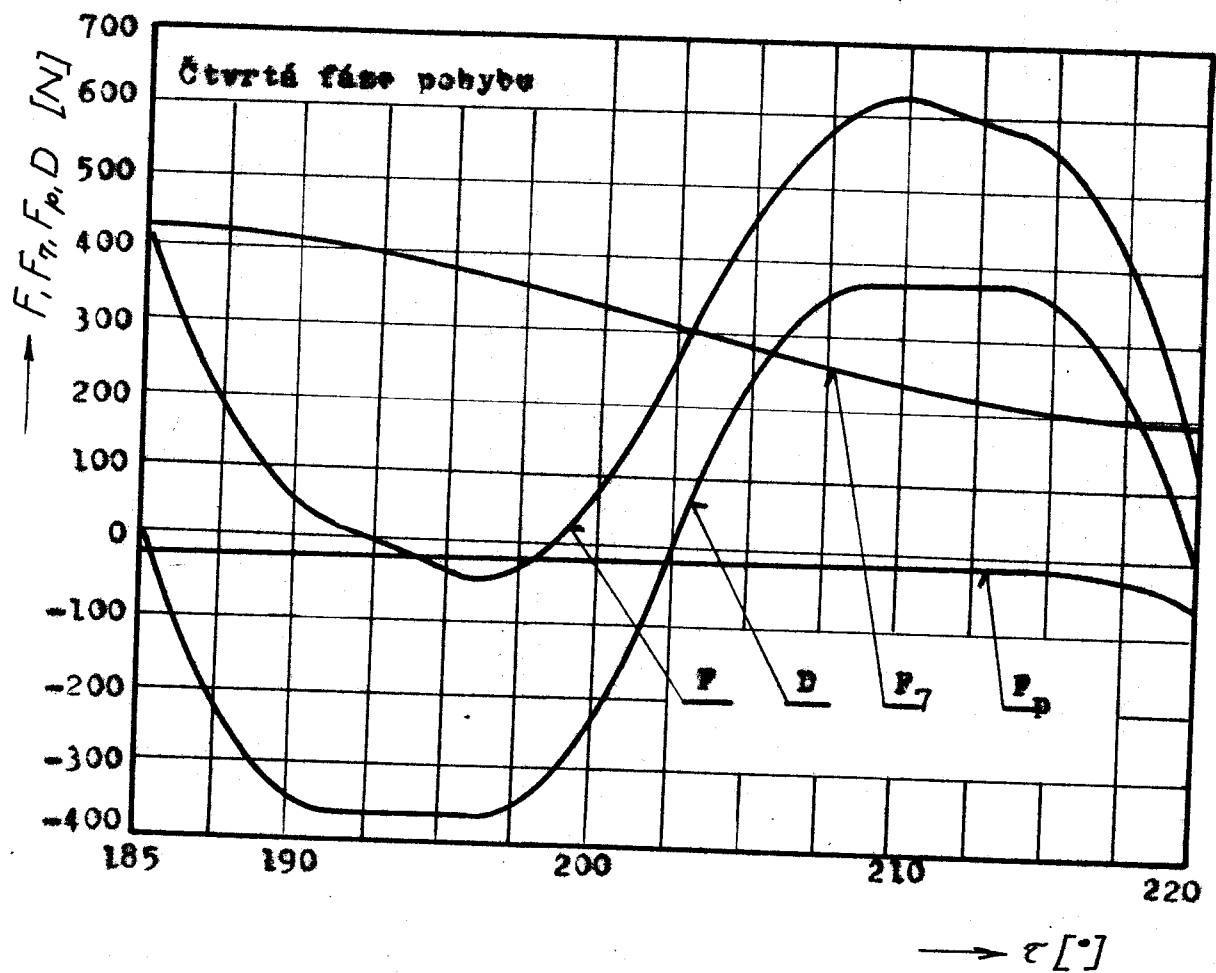
$$F_{\min} = -8,063 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabývá výsledná síla při natočení vačkového hřídele o úhel $208^\circ 20'$, kdy síla pružiny je

$F_7 = 273,392 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 630,498 \text{ N}$$

Je vidět, že na začátku čtvrté fáze pohybu dojde při ná-



Obr.20-Diagram sil působících ve čtvrté fázi pohybu zvedáku pro $n = 175$ ot/min

τ = úhel natožení vačkového hřídele, F = výsledná síla,
 F_γ = síla průřezu, F_p = síla způsobená pasivními odpory,
 D = dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 91

točení vačkového hřídele o úhel $196^{\circ}40'$ při otáčkách $n = 175$ ot/min k odskočení kladky svedáku od obrysu vačky a tím k narušení správné funkce mechanismu. Mechanismus k přetáčení skřipce by v popsaném konstrukčním provedení při zvýšení otáček vačkového hřídele na $n = 175$ ot/min stejně nesaručil plynulé přetáčení skřipce. Vlivem odskočení kladky by došlo k deformaci svislové funkce a tím i k jinému průběhu zrychlení a srychlení svedáku, mohlo by také dojít k nežádoucímu rozkmitání mechanismu.

6.0 NÁVRH NOVÉHO MECHANISMU K PŘETÁČENÍ SKŘIPCE PRO $n = 175$ ot/min

Podle obr.20 dochází při otáčkách $n = 175$ ot/min k odskočení kladky svedáku mechanismu od obrysu vačky. Je nutno navrhnout mechanismus k přetáčení skřipce takový, aby odskakování kladky bylo vyloučeno. Možností konstrukčních úprav mechanismu je více. V této kapitole je v oddílu 6.1 popsán návrh mechanismu s úpravou pružin, v oddílu 6.2 je navržen mechanismus s jiným uspořádáním členů, který je zobrazen na výkrese sestavení TK-00.0001, oddíl 6.3 pojednává o návrhu mechanismu s dvojicí vaček v provedení s pružným členem, bez pružného členu a s jedním osazeným hřídelem.

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 92

6.1 Návrh mechanismu s úpravou pružin

Úprava pružin je jednou z možností, jak vyloučit při otáčkách $n = 175$ ot/min otěhávání klacky svědka od obrysu vačky. Systém dvou pružin uspořádaných podle obr. 5 na str. 33 už nestačí zajistit dostatečný přítlak ve všech fázích pohybu svědka. Uspořádáním pružin podle obr. 21 se dosáhne lepšího využití pružného prostoru a tím i podstatného snížení minimální síly pružiny jako celku při nepatrném snížení maximální síly a při zachování sívy pružiny. Vzhledem k rozsahu práce nebylo možno provést kompletní výpočet systému pružin. Uvedené hodnoty byly získány ve VÚTS v Liberci.

Vnější pružina:

$$D = 41 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\delta = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = 24$$

$$F_h = 206,010 \text{ N}$$

$$F_g = 151,012 \text{ N}$$

$$y_h = 135,69 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_g = 99,50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Střední pružina:

$$D = 31 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\delta = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = 31$$

$$F_h = 132,381 \text{ N}$$

$$F_g = 94,726 \text{ N}$$

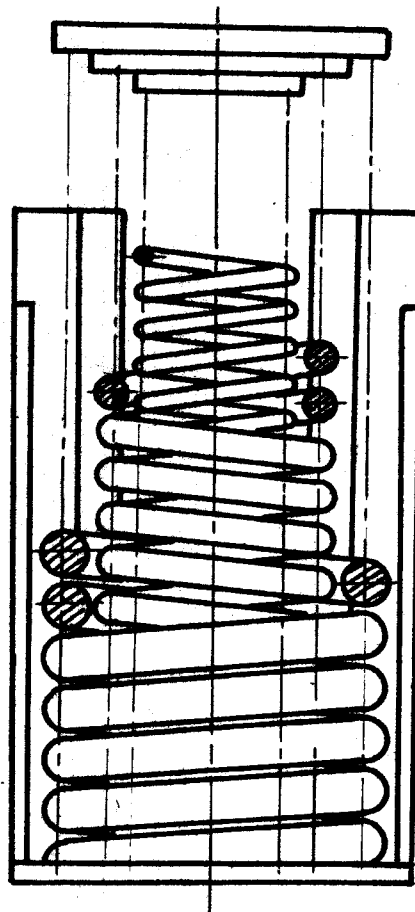
$$y_h = 126,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$y_g = 90,61 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Vnitřní pružina:

$$D = 23 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KPS	
Fakulta strojní		1974	str. 93



Obr. 21 - Uspořádání proužků v mechanismu k přetáčení skřipce podle odstavce 6.1

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 94

$$d = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = 39$$

$$F_h = 88,254 \text{ N}$$

$$y_h = 109,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$F_g = 58,836 \text{ N}$$

$$y_g = 72,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

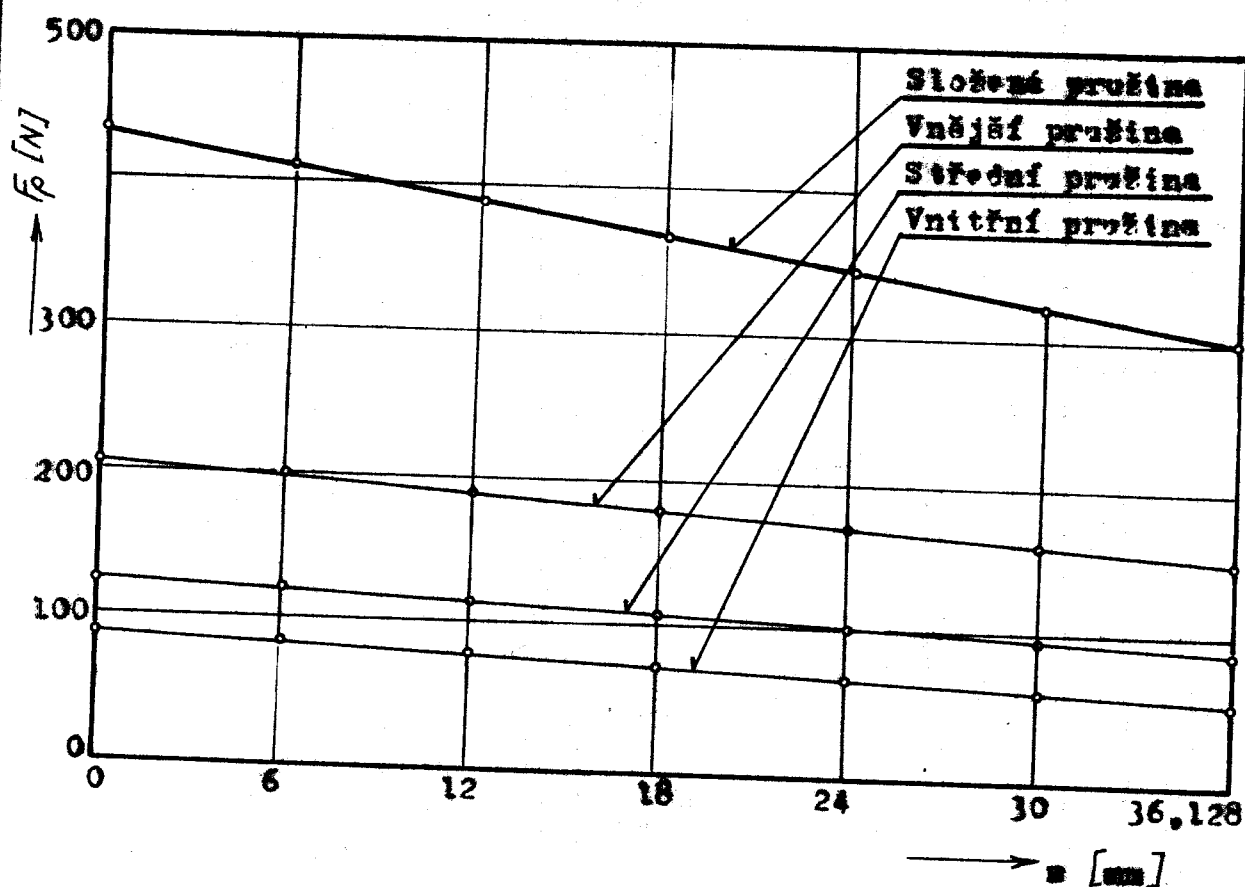
D je vnější průměr pružiny, d je průměr drátu, n je počet činných závitů pružiny, F_h je maximální síla pružiny, y_h je deformace pružiny z volné délky pro maximální sílu pružiny, F_g je minimální síla pružiny, y_g je deformace pružiny z volné délky pro minimální sílu pružiny.

Pracovní diagram pružin je na obr.22, hodnoty velikostí síl v závislosti na závitů pružiny jsou též uspořádány v tab.IV.

Pružiny jsou voleny tak, aby součin počtu činných závitů pružiny a průměru drátu pružiny byl u všech tří pružin konstantní a dále aby byl konstantní u všech tří pružin počet průměru pružiny a průměru drátu. Při splnění těchto podmínek je maximální napětí při nulovém závitů každý pružin ve všech třech pružinách stejné / $\tau_h = 3,824 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-2}$ / a rovněž minimální napětí při maximálním závitů každý pružin je ve všech třech pružinách stejné / $\tau_g = 2,648 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-2}$ /. Síly jednotlivých pružin mají se k sobě jako čtverce průměrů drátů.

Tab.IV-Charakteristika prutů mechanismu podle odvětví 6.1

Zdvih prutiny [mm]	0	9	18	27	36,128
Síla vnější prutiny [N]	206,010	191,241	178,498	164,755	151,012
Síla střední prutiny [N]	132,381	122,941	113,536	104,131	94,726
Síla vnitřní prutiny [N]	88,256	80,624	74,018	66,432	58,836
Celková síla prutů [N]	426,647	394,806	366,052	335,318	304,574



Obr.22-Pracovní diagram prutů mechanismu podle odvětví 6.1

F_p = síla prutiny, s = zdvih prutiny

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.96

Výsledná síla působící na zvedák ve čtvrté fázi jeho pohybu při otáčkách $n = 175 \text{ ot/min}$

Dynamická síla D , síla způsobená pasivními odpory F_p , maximální síla pružiny jsou stejné jako v oddíle 5.2, minimální síla pružiny je v důsledku úpravy jiná. Při výpočtu byly uvažovány síly jako v oddíle 5.2 / dynamická síla, síla způsobená pasivními odpory, síla pružiny a tíhová síla / , v diagramu na obr.23 je tíhová síla zakreslena. Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,298 \cdot 155,715 = 367,833 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7s} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_{7z} = 304,574 \text{ N}$$

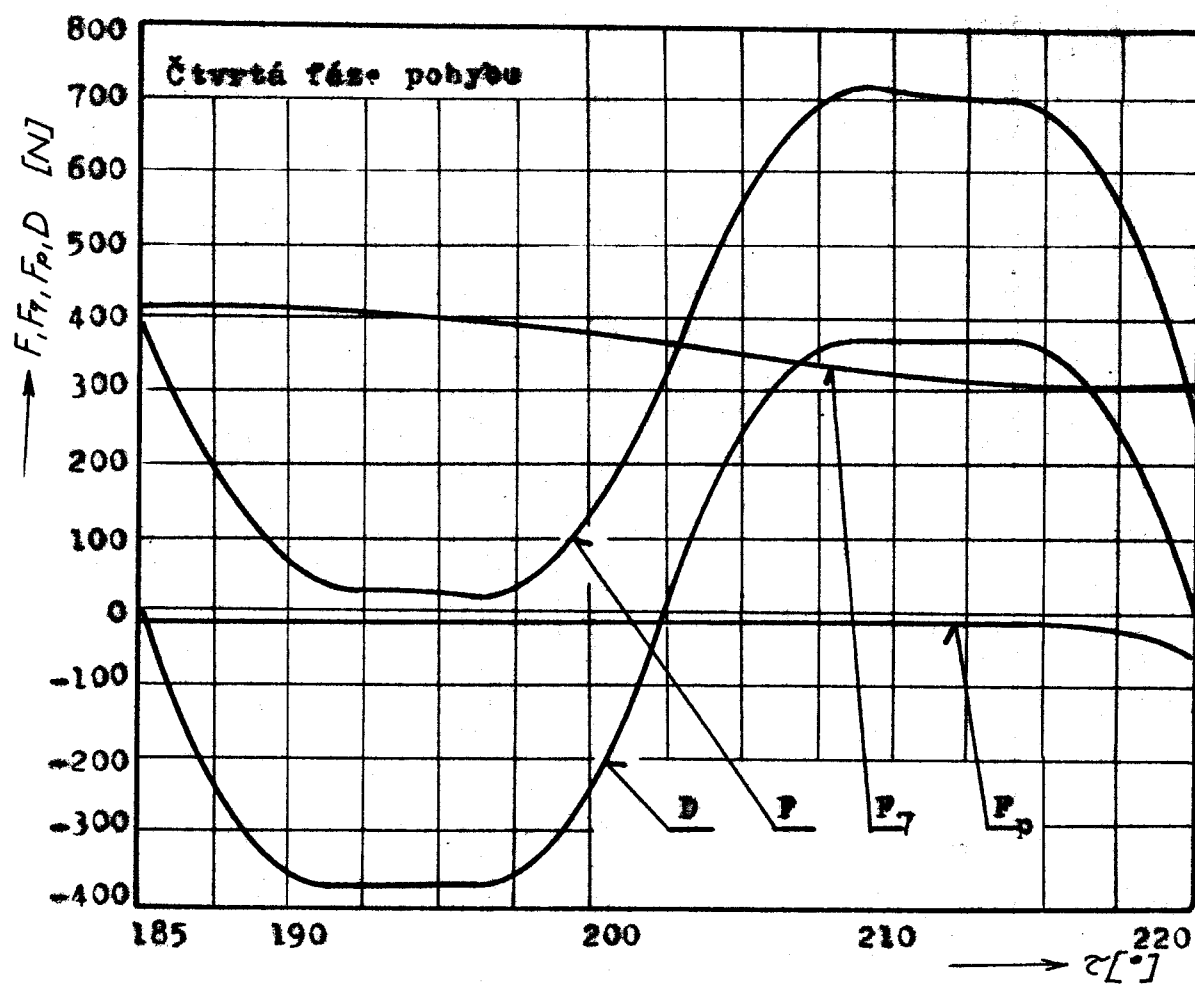
$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Změna tíhové síly mechanismu vlivem úpravy pružin není uvažována. Průběh výsledné síly v celé čtvrté fázi pohybu je znázorněn na obr.23. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel $196^\circ 40'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 383,633 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice (84) vyplývá:

$$F_{\min} = 8,690 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natočení vačkového hřídele o úhel $208^\circ 20'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 341,098 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užítím rovnice



Obr. 23 - Diagram sil působících ve čtvrté fázi pohybu zvedáku v mechanismu podle odvětví 6.1 pro $n = 175$ ot/min

τ - úhel natočení vačkového hřídele, F - výsledná síla, F_γ - síla přetáčení, F_p - síla způsobená pasivními odporů, D - dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.95

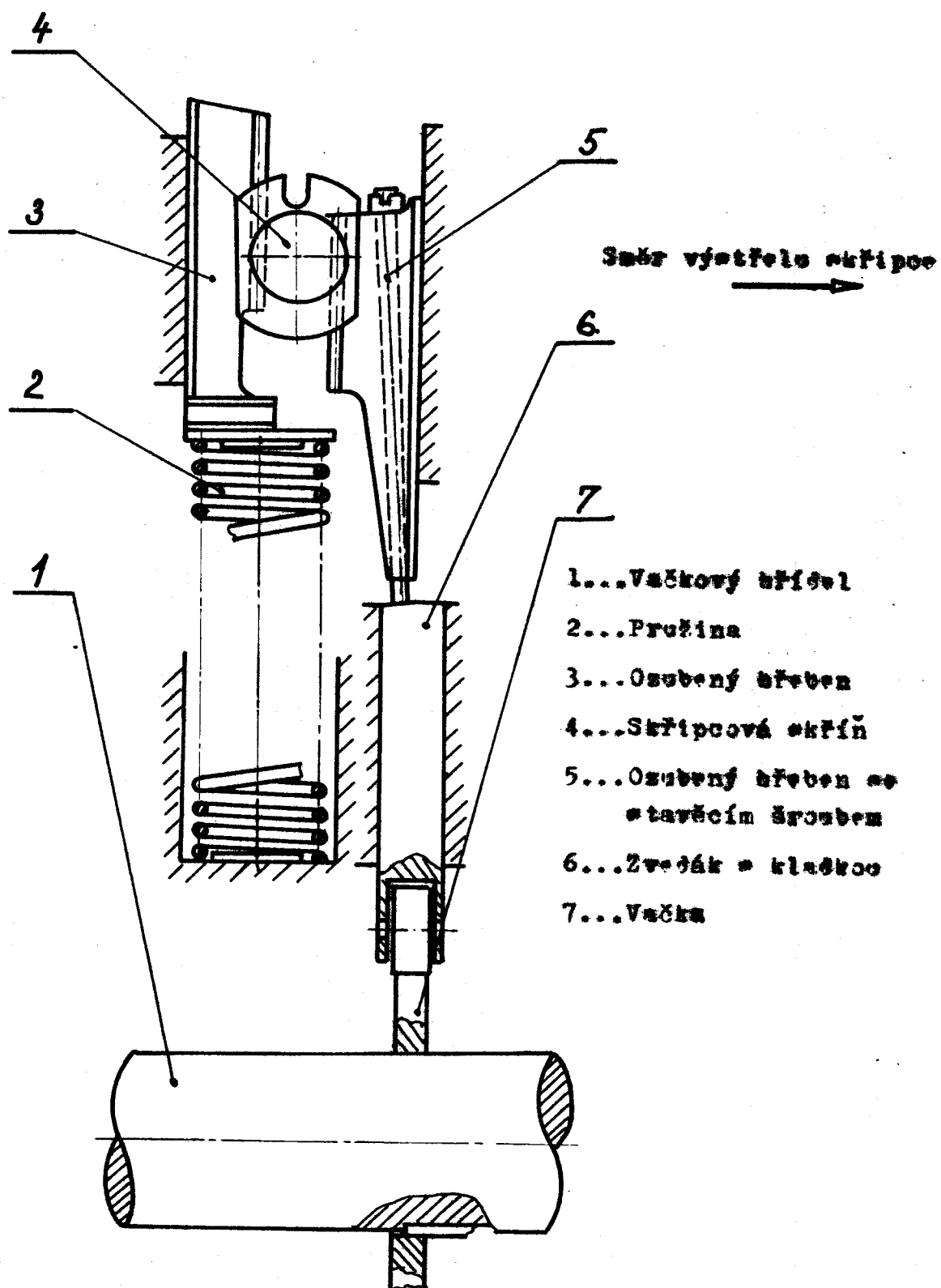
(84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 701,821 \text{ N}$$

6.2 Návrh mechanismu s jiným uspořádáním členů mechanismu

Další možností, jak řešit problém odtahování klauzy zvedáku od obrysovačky, je upravit mechanismus podle obr. 24. Pohyb zvedáku ve druhé, třetí a čtvrté fázi je nucený a je odvozen od obrysovačky, pohyb v první fázi je nastaven silou pružiny v provedení podle obr.5 na str.33. Postup výpočtu výrobních souřadnic vačky takto upraveného mechanismu je stejný s výpočtem výrobních souřadnic vačky podle oddílů 4.2 a 4.3. Předpokládá se stejný průběh zrychlení zvedáku. Podle schémat na obr.2 / str.23/ a na obr.24 je zřejmé, že obě vačky zprostředkovávají tentýž pohyb a že vačka navrženého mechanismu je negativní vačky mechanismu původního. Výpočet výrobních souřadnic vačky navrženého mechanismu byl proveden na samočinném počítači MINSK-22 v automatizačním středisku na VŠST v Liberci zároveň s výpočtem výrobních souřadnic původního mechanismu. Postup výpočtu je uveden v oddílu 4.3. Výrobní souřadnice vačky navrženého mechanismu jsou uspořádány v tabulce, která tvoří druhý list výrobního výkresu této vačky. Výrobní výkres vačky původního mechanismu má číslo TK-00.0002 , výrobní výkres vačky navrženého mechanismu má číslo TK-00.9057.

Při úpravě mechanismu nastanou hmotové poměry mecha-

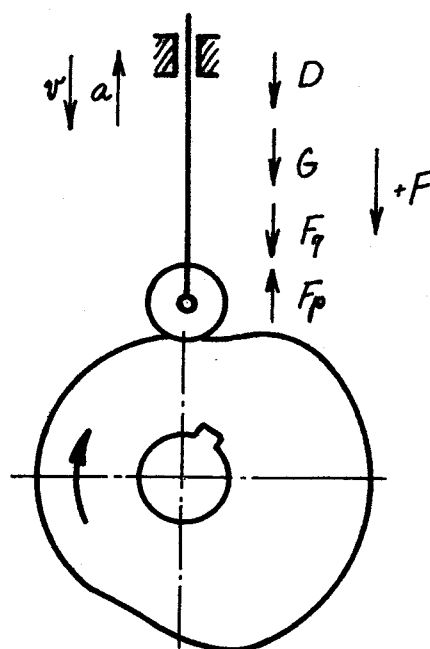
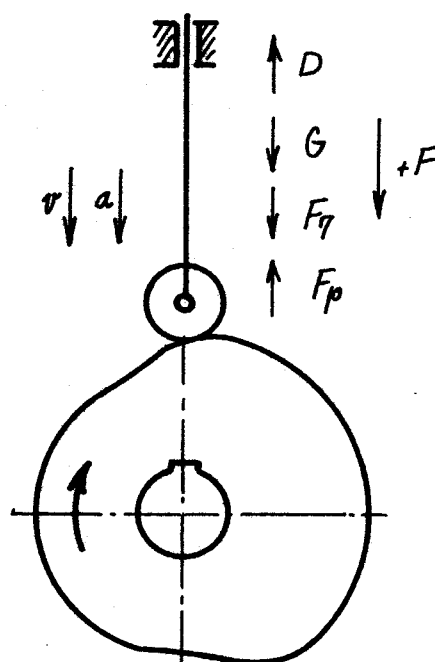


Obr.24-Schéma mechanismu k přetáčení skřipce podle oddílu 6.2

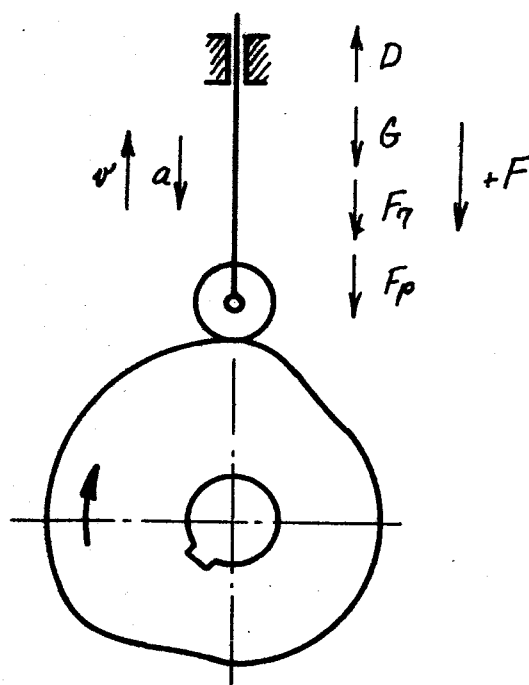
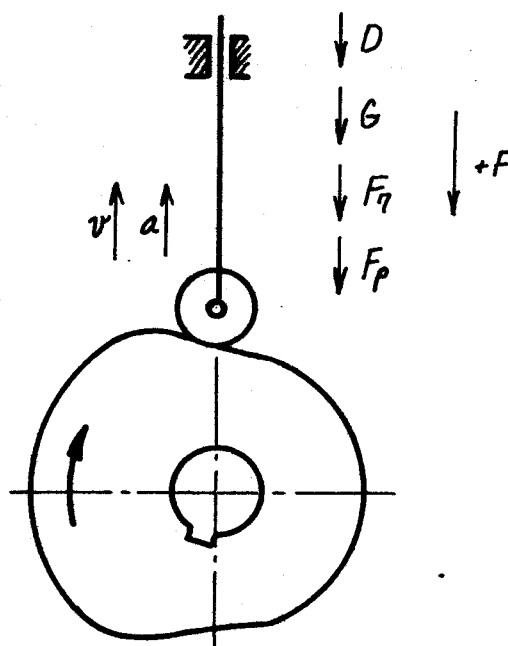
VŠST Liberec	Mechanismus a přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.100

nismu a tím i tíhová síla nezměněny, hodnoty dynamické síly budou stejně veliké jako hodnoty dynamické síly v oddílu 4.2.3.2, ale s opačným znaménkem. Hodnota síly způsobené pasivními odpory v první fázi pohybu zvedáku při uspořádání mechanismu podle obr.24 je rovna hodnotě síly způsobené pasivními odpory v druhé, třetí a čtvrté fázi pohybu zvedáku při uspořádání mechanismu podle obr.2, hodnota síly způsobené pasivními odpory v druhé, třetí a čtvrté fázi pohybu zvedáku při uspořádání mechanismu podle obr.24 je rovna hodnotě síly způsobené pasivními odpory v první fázi pohybu zvedáku při uspořádání mechanismu podle obr.2. Zvýšení této síly na konci čtvrté fáze pohybu zvedáku bude stejně jako v oddílu 3.2. V tomto oddílu uvažujeme při výpočtu tytéž síly jako v kapitole 5, rovněž samostatné síly jsou stejné jako v kapitole 5. Hodnoty síly pružiny jsou uvedeny v oddílu 3.1, hodnoty síly způsobené pasivními odpory jsou uvedeny v oddílu 3.2.1 a 3.2.2, hodnoty tíhové síly jsou uvedeny v oddílu 3.3, hodnoty dynamické síly byly zjištěny v oddílu 5.2.

Podle změny směru rychlosti a zrychlení zvedáku během jedné otáčky vačkového hřídele mohou nastat případy podle obr.25 a 26.



Obr. 25 - Síly působící v mechanismu podle odřezu 6.2 při pohybu bez skřípce



Obr. 26 - Síly působící v mechanismu podle odvětví
6.2 při pohybu skřipce

VŠST Liberec	Mechanismus s převodem střepce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.103

Výsledná síla působící na světlák mechanismu při otáčení $n = 175$ ot/min v jednotlivých fázích jeho pohybu

Výsledná síla je rovna součtu všech uvažovaných sil působících v mechanismu.

Podle rovnice (84) platí:

$$F = D + G + F_7 + F_p$$

F = výsledná síla [N]

D = dynamická síla [N]

F_7 = síla pružiny [N]

F_p = síla způsobená pasivními odpory [N]

G = tíhová síla [N]

Při výpočtu jsou uvažovány všechny světlé síly, v diagramech na obr.27, 28 a 29 je síla G znázorněna.

Výsledná síla v první fázi pohybu

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,107 \cdot 61953 = 130,535 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7s} = 421,658 \text{ N}$$

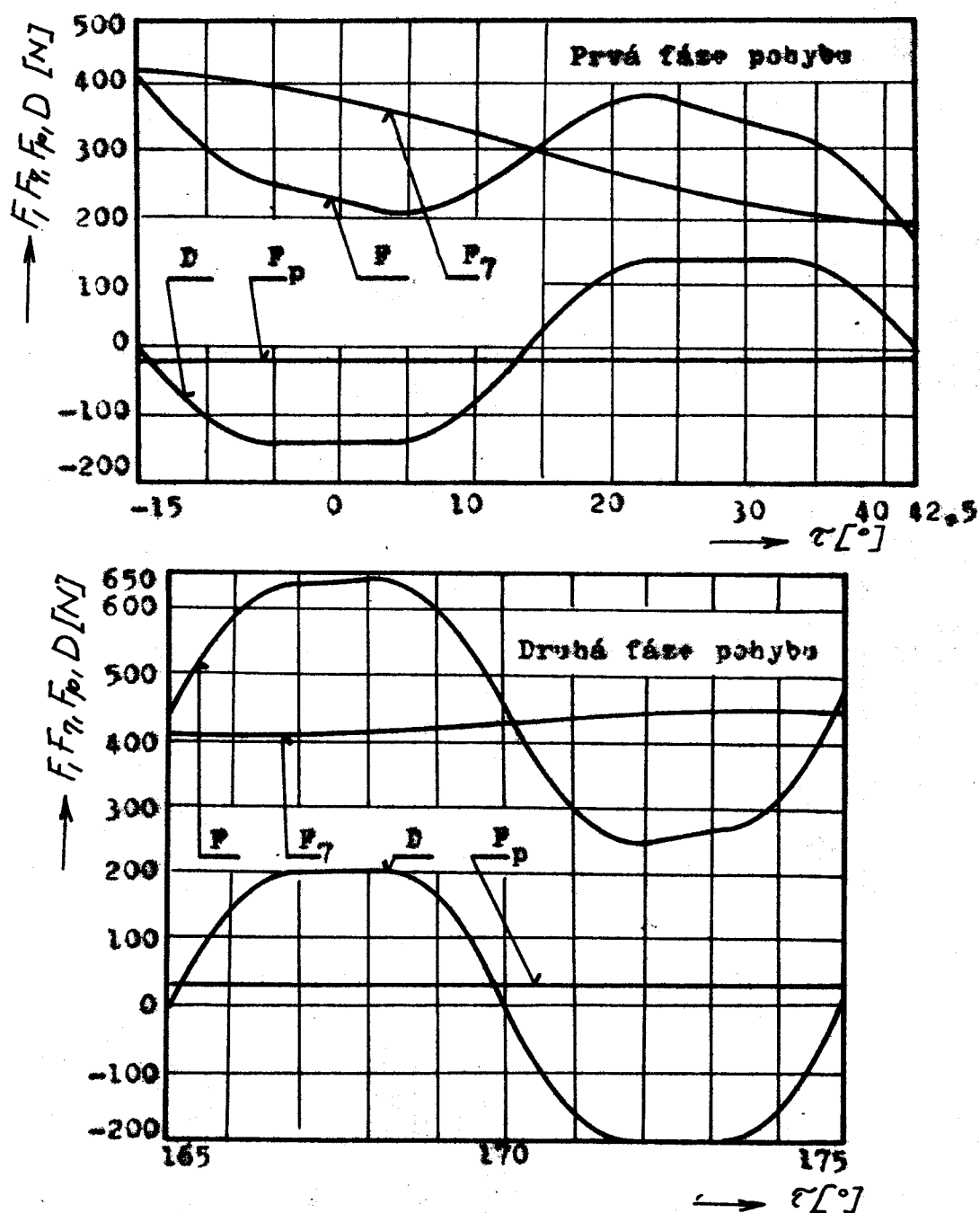
$$F_{7k} = 186,314 \text{ N}$$

$$F_p = -10,787 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé první fázi pohybu je znázorněn na obr.27. Výsledná síla nabývá minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel $42,5^\circ$, kdy síla pružiny

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 104



Obr.27-Diagram sil působících v první a druhé fázi pohybu zvedáku v mechanismu podle odvětví 6.2 pro $n = 175$ ot/min

τ = úhel natožení vačkového hřídele, F - výsledná síla, F_γ = síla prořezání, F_p = síla působená pasivními odpory, D = dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanismus a přetáčecí stroj	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.105

je $F_7 = 186,314 \text{ N}$ a dynamická síla je nulová. Z rovnice (84) plyne:

$$F_{\min} = 179,204 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natočení vačkového hřídele o úhel $-15^\circ \equiv 345^\circ$, kdy síla pružiny je $F_7 = 421,658 \text{ N}$ a dynamická síla je nulová. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 414,548 \text{ N}$$

Výsledná síla ve druhé fázi pohybu

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,298 \cdot 79,280 = 198,170 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7a} = 411,852 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_p = 26,672 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé druhé fázi pohybu je znázorněn na obr.27. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel $171^\circ 40'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 417,736 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice (84) plyne:

$$F_{\min} = 249,915 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natočení vačko-

VŠST Liberec	Mechanika k přetáčení skřepo	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 106

vého hřídele o úhel $168^{\circ}20'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 415,774 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 644,293 \text{ N}$$

Výsledná síla ve třetí fázi pohybu

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,298 \cdot 62,292 = 143,147 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7z} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 421,658 \text{ N}$$

$$F_p = 26,672 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

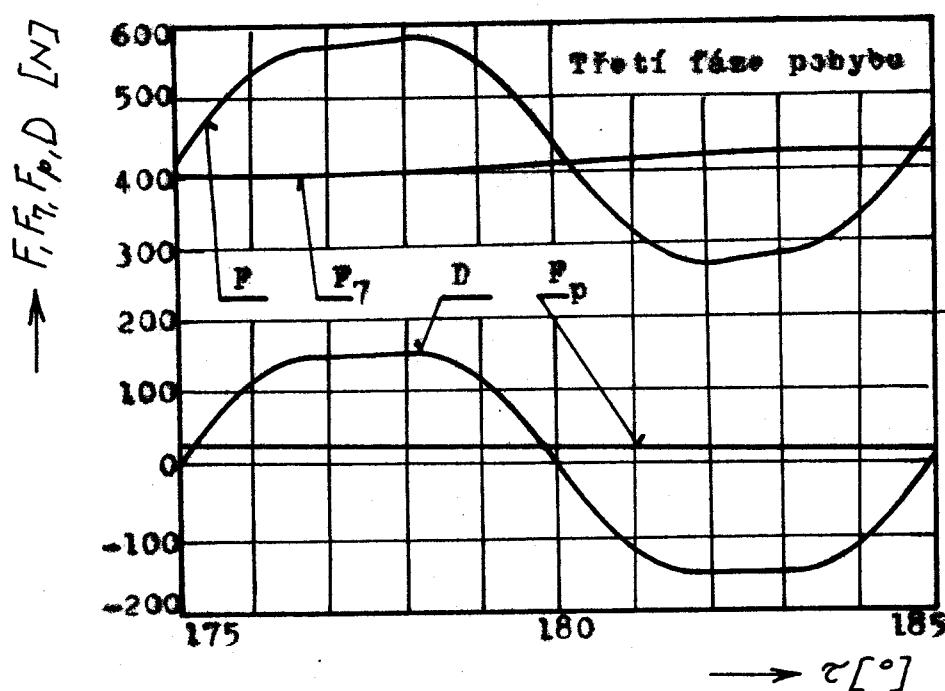
Průběh výsledné síly v celé třetí fázi pohybu je znázorněn na obr. 28. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natožení vačkového hřídele o úhel $181^{\circ}40'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 405,968 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice (84) plyne:

$$F_{\min} = 293,170 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natožení vačkového hřídele o úhel $177^{\circ}20'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 407,968 \text{ N}$ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice (84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 581,464 \text{ N}$$

VŠST Liberec	Mechanizace a přetáčení skříně	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 107



Obr. 28 - Diagram sil působících ve třetí fázi pohybu
zvedáku mechanizmu podle odvětví 6.2 pro
 $n = 175 \text{ ot/min}$

τ - úhel natožení vačkového hřídele, F - výsledná
síla, F_7 - síla gravitace, F_p - síla způsobená pasivní-
mi odpory, D - dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 108

Výsledná síla ve čtvrté fázi pohybu

Podle rovnice (82) platí:

$$D = 2,298 \cdot 155,715 = 367,833 \text{ N}$$

Dále platí:

$$F_{7s} = 186,314 \text{ N}$$

$$F_{7k} = 402,046 \text{ N}$$

$$F_p = 26,672 \text{ N}$$

$$G = 3,677 \text{ N}$$

Průběh výsledné síly v celé čtvrté fázi pohybu je znázorněn na obr.29. Výsledná síla nabude minimální hodnoty při natočení vačkového hřídele o úhel $208^{\circ}20'$, kdy síla pružiny je $F_7 = 366,880 \text{ N}$ a dynamická síla je záporná. Z rovnice (84) vyplývá:

$$F_{\min} = 29,396 \text{ N}$$

Maximální hodnoty nabude výsledná síla při natočení vačkového hřídele o úhel $196^{\circ}40'$, kdy síla pružiny je

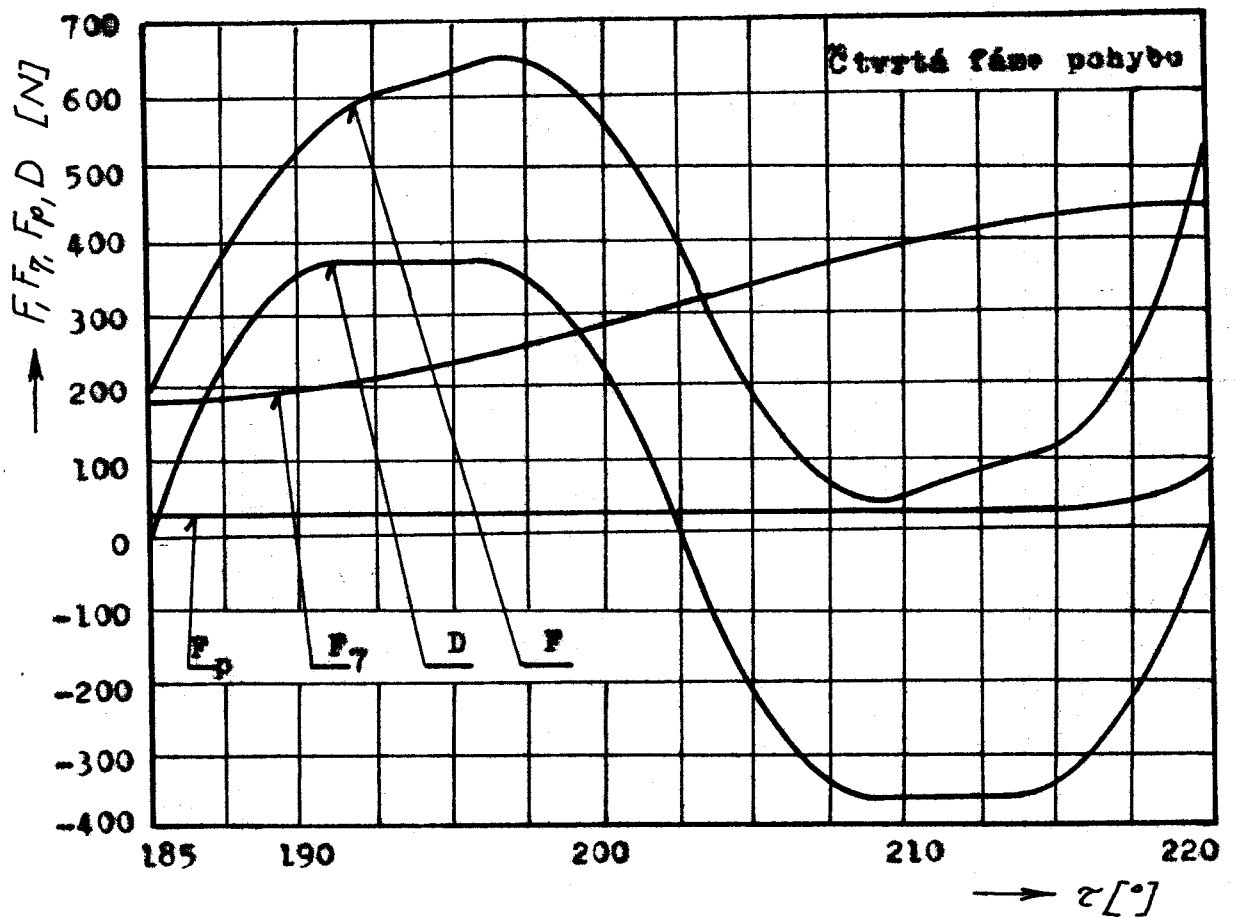
$$F_7 = 273,392 \text{ N} \text{ a dynamická síla je kladná. Užitím rovnice}$$

(84) dojdeme k výsledku:

$$F_{\max} = 671,574 \text{ N}$$

Z obr.29 je zřejmé, že výsledná síla má kladnou hodnotu během celé čtvrté fáze pohybu zvedáku a že k odskočení kladky zvedáku nedojde ani při zvýšení otáček vačkového hřídele na $n = 175 \text{ ot/min}$.

Nevýhodou tohoto uspořádání je skutečnost, že výsled-



Obr.29-Diagram sil působících ve čtvrté fázi pohybu zvařáku v mechanismu podle oddílu 6.2 pro $n = 175$ ot/min

τ - úhel natožení vačkového hřídele, F - výsledná síla,
 F_7 - síla pružiny, F_p - síla způsobená pasivními odpory,
 D - dynamická síla

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.110

ná síla na konci čtvrté fáze pohybu zvedáku varhátá a tím značně zhoršuje otáčení skřipcové skříně. Další nevýhodou je skutečnost, že pružina nemůže plnit funkci pojistného členu jako při uspořádání mechanismu podle obr.2 a v případě poruchy čelistové zarážky může dojít k poškození stroje vzhledem k tomu, že pohyb skřipcové skříně se skřipcem je nucený, je odvozen od obrysu vačky. Funkci pojistky proti poškození dalších součástí stroje zastává u stroje typu OK-3 plastické pouzdro skřipce, které při selhání čelistové zarážky, kdy skřipce není úplně skryt ve skřipcové skříně a přitom dojde k otáčení skřipcové skříně, snadno praskne a zabrání možné havárii.

Návrh mechanismu podle oddílu 6.2 je konstrukčně zpracován na výkrese TK-00.0001. Protože tématem této práce je návrh mechanismu k přetáčení skřipce, je konstrukční provedení ostatních dílů stejné jako ve stávajícím provedení mechanismu. Při kreslení výkresu sestavení jsem vycházel z výkresové dokumentace, která mi byla poskytnuta ve VÚTS v Liberci. K tomuto kroku mě vedla i snaha opravit mechanismus tak, aby se mohl použít při zachování rozměrů konzoly a bylo třeba měnit co nejmenší počet dílů. Výkres sestavení není kompletním výkresem sestavení, skládá se pouze z jednoho listu, neboť pro sestavení nábere o čísluosti jak mechanismu k přetáčení skřipce, tak mechanismů ostatních dává dostatečný přehled. Díly, které na tomto výkrese nejsou zobrazeny, ale o nichž se v textu jedná, jsou označeny.

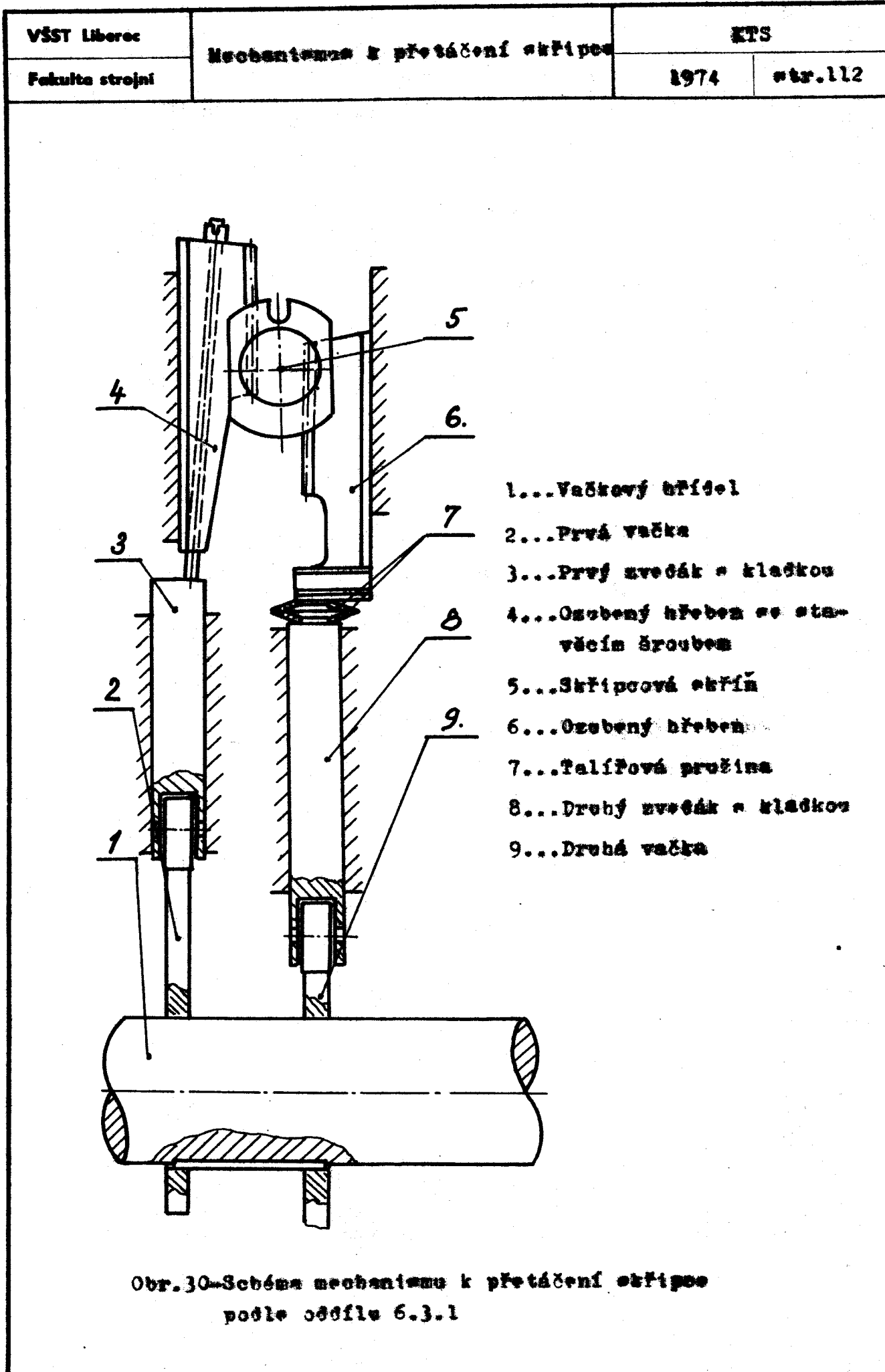
VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 111

6.3 Návrh mechanismu s dvojicí vaček

I tato úprava umožňuje vyloučit nežádoucí odskakování klady zvedáku od obrysu vačky. Otáčivý pohyb skřipcové skříně je z obou stran nucený, každý z osazených hřebců je poháněn vačkou. Podle schématu na obr.30 je první vačka shodná s vačkou mechanismu znázorněného na obr.2 a druhá vačka je shodná s vačkou mechanismu znázorněného na obr.24.

6.3.1 Provedení s pružným členem

Schéma mechanismu je na obr.30. Talířová pružina, která v mechanismu plní úlohu pružného členu, svou silou zajišťuje vymačání vůle v zubech a odstraňuje prutí v materiálu vlivem teplotní roztažnosti. Dále má za úkol eliminovat výrobní nepřesnosti. Výhodou tohoto provedení ve srovnání se stávajícím provedením je, že zajišťuje přesný průběh zvoleného zrychlení zvedáků bez ohledu na pracovní diagram pružiny, jehož tvar byl u provedení podle obr.2 i podle obr.24 rozhodující. Je nutno zajistit přesnou výrobu vaček. Při zajištění přesné výroby vaček mechanismu je možno mechanismu podle obr.30 použít i pro otáčky $n = 175 \text{ ot/min}$. Použití pružného členu se jeví jako jisté omezení dalšího zvyšování otáček stavu. Proto je výhodné mechanismus upravit podle odůvodu 6.3.2.



VŠST Liberec	Mechanismus s přetáčecí skříní	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 113

6.3.2 Provedení bez pružného členu

Soběma mechanismu je vhodná se soběmatem na obr.30 a tím rozšířen, že pružný člen je vymechán a mezi osobným hřebem a druhým světlákem je přímý styk. U tohoto provedení lze teoreticky zvyšovat otáčky nato všechny meze. Rozhodujícími faktory jsou pevnost a životnost materiálu. Pohyb světláků je ve všech čtyřech fázích rovný, je odvozen od obrysu vaček. Na přesnost výroby mechanismu jsou však kladeny ještě větší požadavky než v oddílu 6.3.1.

Vále v zubech mezi pastorkem skřipcové skříně a osobnými hřebem musí být vymechena jiným způsobem, než tomu bylo u všech předchozích návrhů. Může být řešena např. radiálním přitlakem hřebem na pastorek. V praxi se však tohoto způsobu vymechení vále v zubech nepoužívá, váli v zubech je vhodnější řešit např. tím, že na skřipcové skříně vyrobíme dvojí osobní, které je možno proti sobě relativně otáčet. Tento způsob vymechení vále je naznačen na obr.31.

Nejsou žádoucí velké změny teploty, neboť v tom případě by docházelo k velkému vnitřnímu prnutí materiálu. Přesnost výroby musí být vysoká. Při splnění všech požadavků není hodnota otáček vačkového hřídele $n = 175 \text{ ot/min}$ hodnotou konečnou. Zvýšení přesnosti výroby a splnění všech požadavků by však vedlo ke zdražení mechanismu a tím i ke zdražení celého stroje. Mimo to by si provedení mechanismu s dvojicí vaček vynutilo změnu konstrukční dispozice.

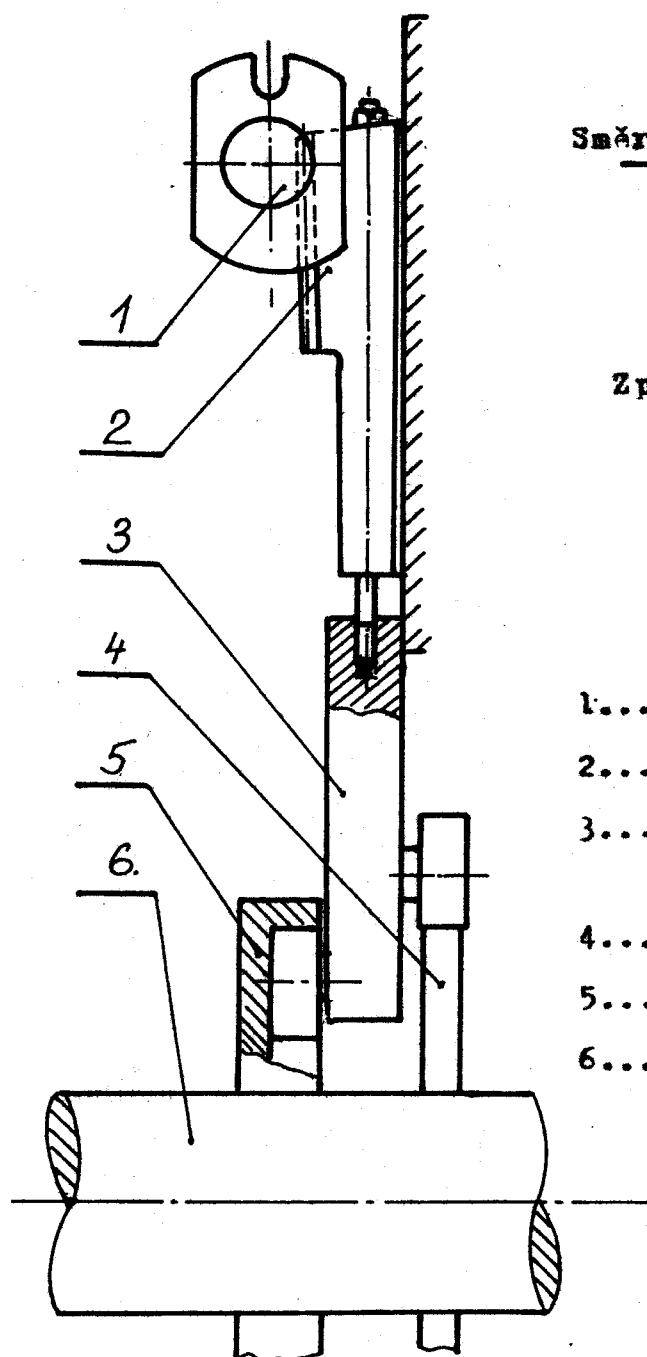
VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	ITS	
Fakulta strojní		1974	str. 114

6.2.3 Provedení s jedním ozubeným hřebem

Schéma mechanismu je na obr. 31. Skřipcová skříně nemá vratný otáčivý pohyb vlivem přímočarého pohybu ozubeného hřebene zabírajícího s pastorkem skřipcové skříně. Na spodní části zvedáku, který je pevně spojen se hřebem, jsou dvě kladky odvalující se po obrysu dvou vaček, z nichž jedna je provedena jako vačka vnější, druhá jako vačka vnitřní. I u tohoto provedení je nutno spřesnit výrobu vaček. Velmi důležitá je vymezení vůle v zubech. Stejně jako v oddílu 6.2.2 je možno vůli v zubech vymezit vytvořením dvojitého ozubení. Princip je zobrazen na obr. 31. Proti širokému ozubení na hřebenu jsou postavena dvě úzká ozubená kola na skřipcové skříně, která se mohou proti sobě natáčet.

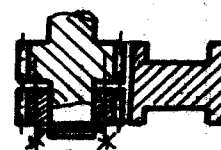
Výhodou tohoto provedení je menší hmota a tím i menší dynamická síla. Mechanismus je proveden bez pružného členu a výroba všech součástí musí být velice přesná. Počet otáček vačkového hřídele je omezen pevností a životností materiálu.

Ani u mechanismu v provedení podle oddílu 6.2.3, ani u mechanismů v provedení podle oddílů 6.2.1 a 6.2.2 není proveden silový rozbor. Tyto návrhy jsou předloženy pouze v principu a vhodnost jejich použití by bylo třeba podrobněji prozkoumat.



Směr výstřelu skřipce

Způsob vymezení vále
v zubech:



- 1...Skřipcová skřín
- 2...Ozubený březen
- 3...Zvedák se dvěma kladkami
- 4...Vnější vačka
- 5...Vnitřní vačka
- 6...Vačkový hřídel

Obr. 31 - Schéma mechanismu k přetáčení skřipce podle
odstavce 6.3.3

VŠST Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str. 116

7.0 ZÁVĚR

Při posuzování mechanizmu k přetáčení skřipce na teoretickém stavu NOPAS OK-3 pracujícím ve VÚTS v Liberci jsem vycházel z materiálů, které mi byly ve VÚTS v Liberci poskytnuty.

Nejprve bylo nutno zjistit hmotové poměry mechanizmu. Hodnoty hmot jednotlivých členů mechanizmu byly zjištěny vážením, jak je uvedeno v oddíle 2.1, hodnota momentu setrvačnosti skřipcové skříně byla získána pokusně, což je dokumentováno v oddíle 2.2. Výpočtem podle oddílu 2.2.3 byla hodnota momentu setrvačnosti skřipcové skříně upravena. Na základě hodnot získaných v celé kapitole 2 byla stanovena redukovaná hmot mechanizmu. V oddíle 3.1 byla podle charakteristických hodnot pružin, získaných ve VÚTS v Liberci, stanovena síla pružin v jednotlivých fázích pohybu zvedáku mechanizmu k přetáčení skřipce, v oddíle 3.2 jsou uvedeny naměřené hodnoty síly způsobené pasivními odpory. Tíhové síly byly určeny v oddíle 3.3. Při zjišťování hodnot kinematických veličin zvedáku byla ^{použita} graficko-počítácká metoda, jejíž princip je popsán v oddíle 4.1.

Z extrémních hodnot zrychlení zvedáku mechanizmu v jednotlivých fázích jeho pohybu byly dále v oddíle 5.1 získány extrémní hodnoty dynamické síly v jednotlivých fázích pohybu zvedáku při otáčkách $n = 125$ ot/min a v oddíle 5.2 při otáčkách $n = 175$ ot/min. V kapitole 5 byla hodnocena

VŠST Liberec	Mechanizmus a přetáčení skřipce	ITS	
Fakulta strojní		1974	str. 117

dynamika mechanismu. Průběh výsledné síly působící na zvěšák mechanismu je zobrazen na obr.16 a 17 pro $n = 125$ ot/min a na obr.18, 19 a 20 pro $n = 175$ ot/min. Extrémní hodnoty výsledné síly byly vypočítány podle rovnice (86). Při tom bylo zjištěno, že výsledná síla působící na zvěšák mechanismu ve čtvrté fázi jeho pohybu při otáčkách $n = 175$ ot/min vyjde podle rovnice (86) záporná a že mechanismus ve stávajícím provedení by nevykonal pro $n = 175$ ot/min správnou a bezpečnou činnost. V místě maximální záporné síly, to je při natočení vačkového hřídele o úhel $196^{\circ}40'$, by došlo nejapíše k odskočení kladky zvěšáku od obrysovačky a funkce mechanismu by byla narušena. Proto byly v kapitole 6 kladány možnosti, jak odskakování kladky od obrysovačky při zvýšených otáčkách stavu vyloučit.

Návrh mechanismu s úpravou pružin, popsany v oddílu 6.1, představuje snahu nejjednodušší a nejlevnější úpravy. Zlepšení silových poměrů oproti poměrům v mechanismu ve stávajícím provedení je patrné z obr.23. V oddílu 6.2 je uveden návrh mechanismu s jiným uspořádáním členů mechanismu. Postup výpočtu výrobních souřadnic vačky tohoto mechanismu pro zvolený průběh zrychlení zvěšáku je vhodný a postupem výpočtu výrobních souřadnic vačky popsaným v oddílech 4.2 a 4.3. Z porovnání sehnat na obr.2 a 24 je zřejmé, že obě vačky sprostředkovávají tentýž pohyb a že vačka navrženého mechanismu je negativem vačky mechanismu původního. Na samočíslném počítači MINSK-22 v automatizačním středisku na VŠST v Liberci byly vypočítány výrobní souřad-

VŠT Liberec	Mechanizmus k přetáčení skřipce	ITS	
Fakulta strojní		1974	str. 118

nice obou vaček. Blízkost současná, podle nichž byly oba programy potřebné k výpočtu sestaveny, jsou nakresleny na obr. 12 a 13. Výrobní souřadnice obou vaček jsou uvedeny v tabulce na druhém listu výrobních výkresů vaček TK-00.0002 a TK-00.9057. Na obr. 27, 28 a 29 jsou nakresleny diagramy sil působících v jednotlivých fázích pohybu světláku. Z nich je patrné, že mechanismus upravený podle oddílu 6.2 vyhoví i pro $n = 175$ ot/min. Extrémní hodnoty výsledné síly působící na světlák mechanismu jsou svislé vypočítány. Návrh mechanismu podle oddílu 6.2 je konstrukčně zpracován na výkrese TK-00.0001. Mechanismus byl upravován tak, aby při jeho použití bylo třeba co nejméně zasahovat do konstrukce jiných dílů, aby se rozměry konzoly měnily co nejméně. Při kreslení výkresu sestavení byla použita výkresová dokumentace, která mi byla ve VŠT v Liberci zapůjčena. Výkres sestavení není kompletním výrobním výkresem sestavení, je pouze konstrukčním zpracováním ideového návrhu mechanismu k přetáčení skřipce. Součásti, které nejsou zachyceny na výkrese, ale o nichž je v kapitole 1 zmínka, jsou v textu označeny. V oddílu 6.3 jsou dále uvedeny návrhy mechanismu s dvojicí vaček. Jsou předloženy pouze v principu, neboť detailní výpočet by si vyžádal mnohem více místa a času a spíše by, že by bylo možno značně překročit stanovený rozsah práce. Vhodnost použití těchto mechanismů by bylo třeba podrobněji prozkoumat. U mechanismů s dvojicí vaček v provedení bez prostředního členu je možno zvyšovat otáčky bez ohledu na vlastnosti pružin, což u návrhů podle oddílů 6.1

VŠST Liberec	Mechanismus k přetáčení skřipce	KTS	
Fakulta strojní		1974	str.119

a 6.2 nebylo možné. U mechanismů podle oddílů 6.3.1 a 6.3.2 jsou úhly mezi osami svedlů a normálami ve styku kladek a obrysy váček opačně orientovány, proto přesnost mechanismu bude větší. Velkou pozornost je třeba věnovat otázkám vymezení vále v zubech. V původním návrhu mechanismu, který byl proveden s jedním osazeným segmentem, nebyla vále v zubech vymezena a docházelo k rozbití mechanismu. Ve stavěním provedení mechanismu je vymezení vále v zubech řešeno tak, že pružina zajišťuje svou silou styk stále stejných submilových boků. Tento způsob je použit v oddílech 6.1, 6.2 a 6.3.1. V oddílech 6.3.2 a 6.3.3 je vymezení vále v zubech řešeno zdvojením osazení na skřipcové skříně. U mechanismů podle oddílu 6.3 je počet otáček limitován pevností a životností materiálu. Na přesnost výroby všech členů mechanismu jsou kladeny vysoké nároky. Tím vzrůstá cena samostatného mechanismu i cena celého stroje. Nevýhodou provedení mechanismů s dvojitou váčkou je možnost změny konstrukční dispozice.

Už z této práce, která si stále nemůže klást nároky na úplnost, je zřejmé, že možnosti konstrukčních úprav mechanismu k přetáčení skřipce na tlačím stroje WOPAS OK-3 je více. Při volbě nejvhodnějšího návrhu mechanismu je nutné vzít v úvahu střet technické i ekonomické a co nejvhodnější je zvolit.

2	Šroub M6x8	CSN 02 1103.22							85
4	Šroub M6x6	CSN 02 1143.52							86
3	Šroub M5x16	CSN 02 1143.52							87
2	Šroub M5x25	CSN 02 1143.52							88
2	Šroub M4x12	CSN 02 1131.22							89
1	Podložka 12x16	CSN 02 9310.7							90
6	Podložka 8,2	CSN 02 1740.02							91
1	Podložka 8,2	CSN 02 1740.07							92
5	Podložka 6,1	CSN 02 1740.02							93
7	Podložka 6,1	CSN 02 1740.07							94
1	Podložka 5,1	CSN 02 1740.02							95
2	Podložka 4,1	CSN 02 1740.02							96
1	Kroužek 17	CSN 02 2930							97
1	Kroužek 70x90x13	ON 02 9401.2							98
1	Kroužek 100x3	CSN 02 9281.2							99
1	Kroužek 10x6	ON 02 9280.1							100
1	Kroužek 65x55	ON 02 9280.1							101

1	110-10	03H	42 5513.11	14 100.4	14 100.3	000					29
1	110-10	03H	42 5513.11	14 100.4	14 100.3	000					30
1	110-10	03H	42 5513.11	14 100.4	14 100.3	000					31
1	110-10	03H	42 5513.11	14 100.4	14 100.3	000					32
1	110-20	03H	42 5513.11	12 090.4	12 090.1	002					33
1	110-21	03H	42 5513.11	12 060.4	12 060.1	002					34
1	110-22	03H	42 5513.11	14 100.4	14 100.1	000					35
1	110-23	03H	42 5513.11	14 100.4	14 100.3	000					36
1	110-24	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					37
1	110-25	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					38
1	110-26	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					39
1	110-27	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					40
1	110-28	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					41
1	110-29	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					42
1	110-30	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					43
1	110-31	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					44
1	110-32	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					45
1	110-33	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					46
1	110-34	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					47
1	110-35	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					48
1	110-36	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					49
1	110-37	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					50
1	110-38	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					51
1	110-39	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					52
1	110-40	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					53
1	110-41	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					54
1	110-42	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					55
1	110-43	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					56
1	110-44	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					57
1	110-45	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					58
1	110-46	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					59
1	110-47	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					60
1	110-48	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					61
1	110-49	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					62
1	110-50	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					63
1	110-51	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					64
1	110-52	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					65
1	110-53	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					66
1	110-54	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					67
1	110-55	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					68
1	110-56	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					69
1	110-57	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					70
1	110-58	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					71
1	110-59	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					72
1	110-60	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					73
1	110-61	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					74
1	110-62	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					75
1	110-63	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					76
1	110-64	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					77
1	110-65	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					78
1	110-66	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					79
1	110-67	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					80
1	110-68	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					81
1	110-69	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					82
1	110-70	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					83
1	110-71	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					84
1	110-72	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					85
1	110-73	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					86
1	110-74	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					87
1	110-75	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					88
1	110-76	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					89
1	110-77	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					90
1	110-78	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					91
1	110-79	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					92
1	110-80	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					93
1	110-81	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					94
1	110-82	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					95
1	110-83	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					96
1	110-84	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					97
1	110-85	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					98
1	110-86	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					99
1	110-87	03H	42 5513.11	11 353.4	11 353.1	001					100

Poznámka		Celková hmotnost v kg	
Model	Realiz. <i>Realiz. E/V</i>	Číslo	Číslo
Prostředí		Číslo	Číslo
Norm. rel.		Číslo	Číslo
Výr. projekční	Schválil	Číslo	Číslo
	Dne	Číslo	Číslo
Typ		Skupina	
Název		Název	
VŠST Liberec		PROHOZNÍ ZAŘÍZENÍ	
		TK-K-00.0001	
		Podpis	

1	Váha	0011000	422643.70	422643.00001					1
1	Kapala	0011000	424331.70	424331.00001					2
1	Váha	0011000	424331.70	424331.00001					3
1	Váha	0011000	424331.70	424331.00001					4
1	Páka tlumiče	Senfence						TK-01.0000	5
1	Olejná pumpa							TK-02.0000	6
1	Kladiš							TK-03.0000	7
1	Střípec							TK-04.0000	8
1	Číslo	CSN	11 600.4	11 600.0	001				9
1	8-7-104	42 5323.11	14 100.4	14 100.3	008				10
1	Váha	CSN	14 100.4	14 100.3	008				11
1	20-10-110	42 5323.11	14 220.4	14 220.2	033				12
1	Váha	CSN	14 220.4	14 220.2	033				13
1	20-10-110	42 5323.11	14 220.4	14 220.2	033				14
1	Olejná pumpa	CSN	11 600.2	11 600.0	001				15
1	Váha	CSN	14 100.4	14 100.3	008				16
1	20-10-110	42 5323.11	14 220.4	14 220.1	033				17
1	Váha	CSN	12 020.4	12 020.1	002				18
1	20-10-54	42 5323.11	14 100.4	14 100.3	008				19
1	Váha	CSN	14 100.4	14 100.3	008				20
1	20-10-50	42 5323.11	11 500.4	11 500.0	001				21
1	Váha	CSN	42 8611.02	423018.2	-	002			22
1	20-10-90	42 5314.01	11 373.0	-	001				23
1	Váha	CSN	42 6450.20	12 090	-	002			24
1	20-10-101	42 6450.20	12 090	-	002				25
1	Váha	CSN	42 6450.20	12 090	-	002			26
1	20-10-101	42 6450.20	12 090	-	002				27
1	Váha	CSN	42 6450.20	12 090	-	002			28

Název	Rozev	Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Průběh	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
-------	-------	-----------	--------------	--------------	--------	---------	----------	---------------	------

Podpis			Celková čistá váha v kg		
Město	Krásná Bělá u V.	Čís. sním.			
	Průběh				
	Norm. rel.				
	Výz. přednost	Schválil			
		Dne			
		Č. transp.			

VŠST
Liberec

**PROHOZNÍ
ZAŘÍZENÍ**

Starý výkres
Nový výkres
TK-K-00.0001
Počet listů 5
List 2

FAZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$	FAZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30'$ $R \pm 0,1$	FAZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$
α_5	189 30' 76,760	α_5	208 95,831	α_5	226 30' 109,916
	190 76,896		208 30' 96,545		227 30' 109,950
	190 30' 77,317		209 97,248		227 30' 109,974
	191 77,340		209 30' 97,937		228 30' 109,988
	191 30' 77,448		210 98,611		228 30' 109,996
	192 77,781		210 30' 99,268	α_6	229 30' 110,000 ± 0,01
	192 30' 77,931		211 99,908		347 30' 109,999
	193 78,222		211 30' 100,529	α_1	348 30' 109,994
	193 30' 78,529		212 101,131		348 30' 109,983
	194 78,859		212 30' 101,713		349 30' 109,963
	194 30' 79,212		213 102,275		349 30' 109,943
	195 76,589		213 30' 102,816		350 30' 109,891
	195 30' 79,988		214 103,338		350 30' 109,835
	196 80,410		214 30' 103,838		351 30' 109,765
	196 30' 80,854		215 104,317		351 30' 109,680
	197 81,320		215 30' 104,776		352 30' 109,579
	197 30' 81,807		216 105,215		352 30' 109,463
	198 82,316		216 30' 105,634		353 30' 109,331
	198 30' 82,847		217 106,032		353 30' 109,182
	199 83,400		217 30' 106,411		354 30' 109,018
	199 30' 83,913		218 106,769		354 30' 108,837
	200 84,565		218 30' 107,108		355 30' 108,643
	200 30' 85,176		219 107,427		355 30' 108,434
	201 85,811		219 30' 107,726		356 30' 108,210
	201 30' 86,461		220 108,005		356 30' 107,971
	202 87,129		220 30' 108,265		357 30' 107,719
	202 30' 87,812		221 108,506		357 30' 107,454
	203 88,510		221 30' 108,726		358 30' 107,175
	203 30' 89,220		222 108,925		358 30' 106,885
	204 89,941		222 30' 109,106		359 30' 106,582
	204 30' 90,671		223 109,269		359 30' 106,268
	205 91,407		223 30' 109,412		360 105,942
	205 30' 92,148		224 109,538		
	206 92,891		224 30' 109,645		
	206 30' 93,634		225 109,735		
	207 94,373		225 30' 109,810		
	207 30' 95,107		226 109,870		

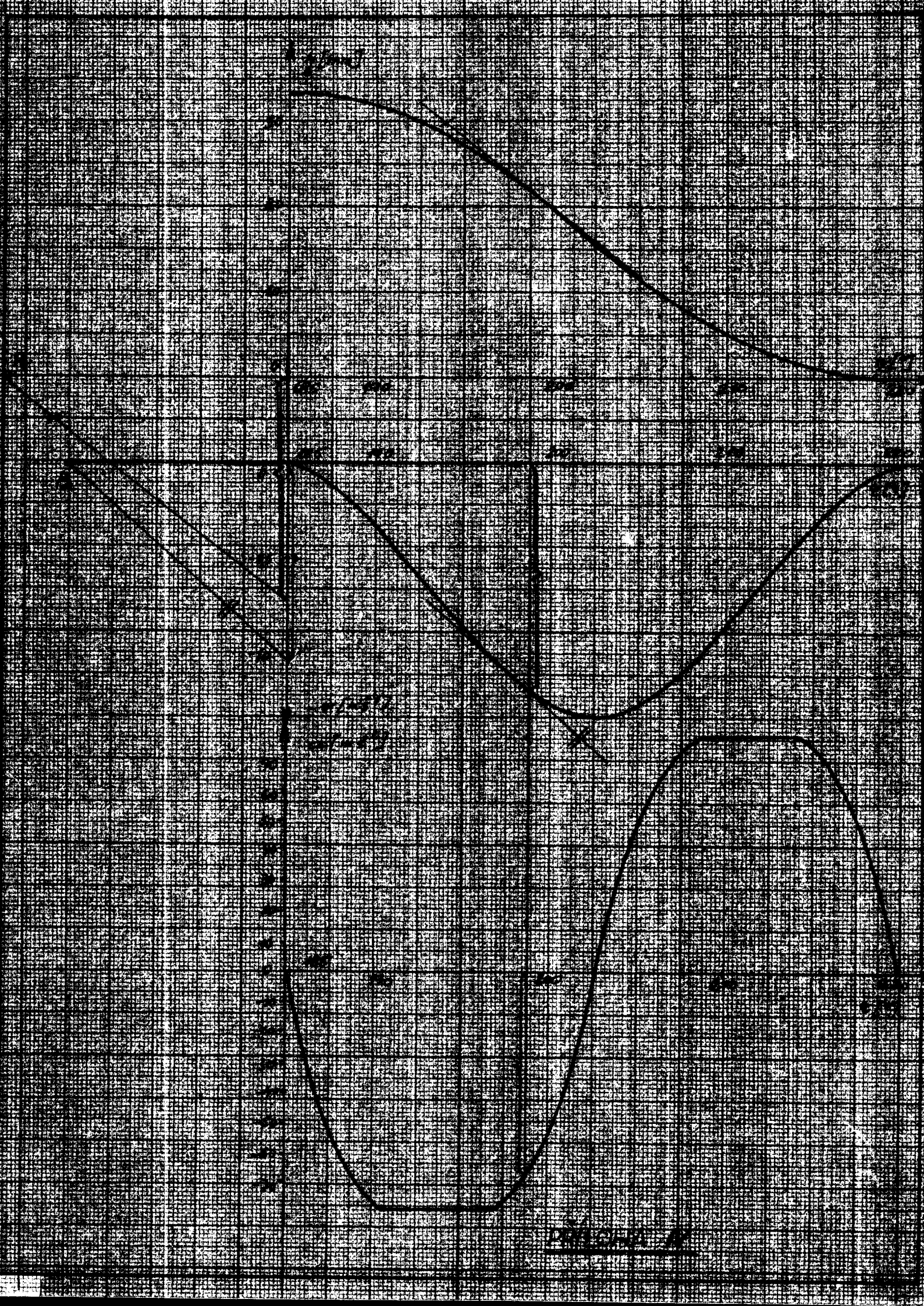
Název - Rozměr		Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. vlna	Hr. vlna	Číslo výkresu	Pos.
Poznámka		Celková čistá váha v kg							
Měřítka	Kreslil <i>Baluník V.</i>	Čís. sním.		Změna					
	Přezkoušel			Datum					
	Norm. ref.			Podpis					
	Vyr. projednal	Schválil	Č. transp.	Index zhlédv					
		Dne							
Typ		Skupina		Starý výkres		Nový výkres			
Název		VAČKA		TK-00.9057					
VŠST Liberec		PŘETÁČENÍ SKŘÍPCE		Počet listů 2					
				List 2					

FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$		FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$		FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$	
α_1	0°	105,942	α_1	25°	82,852	α_1	50°	73,891
	0°30'	105,604		25°30'	82,470		50°30'	73,883
	1°	105,256		26°	82,097		51°	73,877
	1°30'	104,897		26°30'	81,733		51°30'	73,874
	2°	104,527		27°	81,378		52°	73,873
	2°30'	104,147		27°30'	81,031	α_2	52°30' + 47°	73,872 ± 0,01
	3°	103,758		28°	80,695	α_3	167°30'	73,878
	3°30'	103,358		28°30'	80,367		168°	73,906
	4°	102,949		29°	80,048		168°30'	73,968
	4°30'	102,529		29°30'	79,738		169°	74,047
	5°	102,100		30°	79,437		169°30'	74,158
	5°30'	101,663		30°30'	79,044		170°	74,296
	6°	101,217		31°	78,860		170°30'	74,454
	6°30'	100,762		31°30'	78,584		171°	74,622
	7°	100,300		32°	78,317		171°30'	74,793
	7°30'	99,829		32°30'	78,059		172°	74,925
	8°	99,351		33°	77,809		172°30'	75,042
	8°30'	98,866		33°30'	77,567		173°	75,134
	9°	98,375		34°	77,333		173°30'	75,201
	9°30'	97,878		34°30'	77,108		174°	75,244
	10°	97,375		35°	76,890		174°30'	75,266
	10°30'	96,877		35°30'	76,681		175°	75,272
	11°	96,355		36°	76,480	α_4	175°30'	75,272
	11°30'	95,840		36°30'	76,287		176°	75,278
	12°	95,321		37°	76,102		176°30'	75,296
	12°30'	94,800		37°30'	75,926		177°	75,329
	13°	94,277		38°	75,757		177°30'	75,377
	13°30'	93,753		38°30'	75,596		178°	75,441
	14°	93,228		39°	75,442		178°30'	75,518
	14°30'	92,709		39°30'	75,297		179°	75,610
	15°	92,181		40°	75,162		179°30'	75,713
	15°30'	91,660		40°30'	75,033		180°	75,822
	16°	91,142		41°	74,891		180°30'	75,930
	16°30'	90,627		41°30'	74,797		181°	76,031
	17°	90,115		42°	74,691		181°30'	76,119
	17°30'	89,609		42°30'	74,592		182°	76,194
	18°	89,107		43°	74,501		182°30'	76,255
	18°30'	88,611		43°30'	74,417		183°	76,303
	19°	88,122		44°	74,340		183°30'	76,337
	19°30'	87,639		44°30'	74,270		184°	76,359
	20°	87,163		45°	74,217		184°30'	76,369
	20°30'	86,695		45°30'	74,151	α_5	185°	76,372
	21°	86,234		46°	74,101		185°30'	76,372
	21°30'	85,781		46°30'	74,057		186°	76,375
	22°	85,336		47°	74,018		186°30'	76,385
	22°30'	84,900		47°30'	73,986		187°	76,405
	23°	84,473		48°	73,858		187°30'	76,439
	23°30'	84,054		48°30'	73,935		188°	76,489
	24°	83,645		49°	73,916		188°30'	76,559
	24°30'	83,244		49°30'	73,902		189°	76,648

KÓD	VÝROBNÍ SOUŘADNICE		FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE		FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE	
	$\varphi \pm 30''$	$R \pm 0,1$		$\varphi \pm 30''$	$R \pm 0,1$		$\varphi \pm 30''$	$R \pm 0,1$
25	189°30'	107,112	25	208°	88,041	25	226°30'	73,956
	190°	106,976		208°30'	87,327		227°	73,922
	190°30'	106,555		209°	86,624		227°30'	73,898
	191°	106,532		209°30'	85,935		228°	73,884
	191°30'	106,424		210°	85,261		228°30'	73,876
	192°	106,191		210°30'	84,604	26	229°347°	73,872 ± 0,01
	192°30'	105,933		211°	83,964	26	347°30'	73,873
	193°	105,650		211°30'	83,343		348°	73,878
	193°30'	105,343		212°	82,741		348°30'	73,889
	194°	105,013		212°30'	82,159		349°	73,909
	194°30'	104,660		213°	81,597		349°30'	73,939
	195°	104,283		213°30'	81,056		350°	73,981
	195°30'	103,884		214°	80,534		350°30'	74,037
	196°	103,462		214°30'	80,034		351°	74,107
	196°30'	103,018		215°	79,555		351°30'	74,192
	197°	102,552		215°30'	79,096		352°	74,293
	197°30'	102,065		216°	78,657		352°30'	74,409
	198°	101,556		216°30'	78,238		353°	74,541
	198°30'	101,025		217°	77,840		353°30'	74,690
	199°	100,472		217°30'	77,461		354°	74,854
	199°30'	99,959		218°	77,103		354°30'	75,035
	200°	99,307		218°30'	76,764		355°	75,229
	200°30'	98,694		219°	76,445		355°30'	75,438
	201°	98,061		219°30'	76,146		356°	75,662
	201°30'	97,411		220°	75,867		356°30'	75,901
	202°	96,743		220°30'	75,607		357°	76,153
	202°30'	96,060		221°	75,366		357°30'	76,418
	203°	95,362		221°30'	75,146		358°	76,697
	203°30'	94,652		222°	74,948		358°30'	76,987
	204°	93,931		222°30'	74,766		359°	77,290
	204°30'	93,201		223°	74,603		359°30'	77,604
	205°	92,465		223°30'	74,460		360°	77,930
	205°30'	91,724		224°	74,334			
	206°	90,981		224°30'	74,227			
	206°30'	90,238		225°	74,137			
	207°	89,499		225°30'	74,062			
	207°30'	88,766		226°	74,002			

Název - Rozměr		Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Č. váha	Hmotnost	Číslo výrobku	Př.
Poznámka				Celková čistá váha v kg				
Měřítko	Kresba <i>BaAmLK V</i>	Čís. sním.						
	Pro zhotovení							
	Norm. int.							
	Výr. provedení	Schválil	Č. transp.					
		Line						
Typ		Skupina	Starý výkres		Nový výkres			
Název		VAČKA		TK-00.0002				
VŠST Liberec		PŘETÁČENÍ SKŘÍPCE		Počet listů 2				
				list 2				

FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$		FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$		FÁZE	VÝROBNÍ SOUŘADNICE $\varphi \pm 30''$ $R \pm 0,1$		FÁZE
α_1	0°	77,930	α_1	25°	101,020	α_1	50°	109,981	α_2
	0°30'	78,268		25°30'	101,402		50°30'	109,989	
	1°	78,616		26°	101,775		51°	109,995	
	1°30'	78,975		26°30'	102,139		51°30'	109,998	
	2°	79,345		27°	102,494		52°	109,999	
	2°30'	79,725		27°30'	102,841	$52°30' \div 165''$ 110,000 $\pm 0,01$			α_3
	3°	80,114		28°	103,177	α_3	167°30'	109,994	
	3°30'	80,514		28°30'	103,505		168°	109,966	
	4°	80,923		29°	103,824		168°30'	109,910	
	4°30'	81,343		29°30'	104,137		169°	109,825	
	5°	81,772		30°	104,435		169°30'	109,714	
	5°30'	82,209		30°30'	104,729		170°	109,576	
	6°	82,655		31°	105,012		170°30'	109,418	
	6°30'	83,110		31°30'	105,288		171°	109,250	
	7°	83,572		32°	105,555		171°30'	109,089	
	7°30'	84,043		32°30'	105,813		172°	108,947	
	8°	84,521		33°	106,063		172°30'	108,830	
	8°30'	85,006		33°30'	106,305		173°	108,739	
	9°	85,497		34°	106,539		173°30'	108,671	
	9°30'	85,994		34°30'	106,764		174°	108,628	
	10°	86,497		35°	106,928		174°30'	108,606	
	10°30'	87,005		35°30'	107,191		175°	108,600	
	11°	87,517		36°	107,392	α_4	175°30'	108,600	α_5
	11°30'	88,032		36°30'	107,585		176°	108,594	
	12°	88,551		37°	107,770		176°30'	108,576	
	12°30'	89,072		37°30'	107,946		177°	108,543	
	13°	89,595		38°	108,115		177°30'	108,495	
	13°30'	90,119		38°30'	108,276		178°	108,431	
	14°	90,644		39°	108,430		178°30'	108,354	
	14°30'	91,168		39°30'	108,575		179°	108,262	
	15°	91,691		40°	108,710		179°30'	108,158	
	15°30'	92,212		40°30'	108,839		180°	108,050	
	16°	92,730		41°	108,961		180°30'	107,942	
	16°30'	93,245		41°30'	109,075		181°	107,841	
	17°	93,757		42°	109,181		181°30'	107,753	
	17°30'	94,263		42°30'	109,280		182°	107,678	
	18°	94,765		43°	109,371		182°30'	107,617	
	18°30'	95,261		43°30'	109,455		183°	107,569	
	19°	95,750		44°	109,532		183°30'	107,535	
	19°30'	96,233		44°30'	109,602		184°	107,513	
	20°	96,709		45°	109,665		184°30'	107,503	
	20°30'	97,177		45°30'	109,721		185°	107,500	
	21°	97,638		46°	109,771	α_5	185°30'	107,500	α_5
	21°30'	98,091		46°30'	109,815		186°	107,497	
	22°	98,536		47°	109,854		186°30'	107,487	
	22°30'	98,972		47°30'	109,886		187°	107,467	
	23°	99,399		48°	109,914		187°30'	107,433	
α_1	23°30'	99,818	α_1	48°30'	109,937	α_5	188°	107,383	α_5
	24°	100,227		49°	109,956		188°30'	107,313	
	24°30'	100,628		49°30'	109,970		189°	107,224	



PROBLEM 1

1900

1901

1902

1903

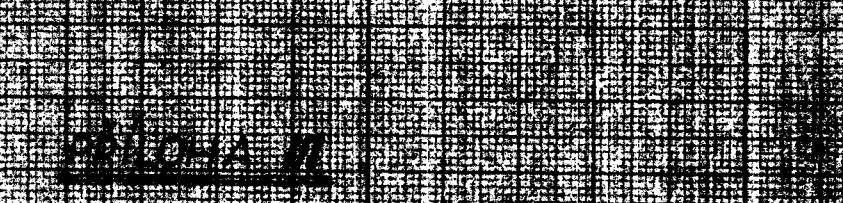
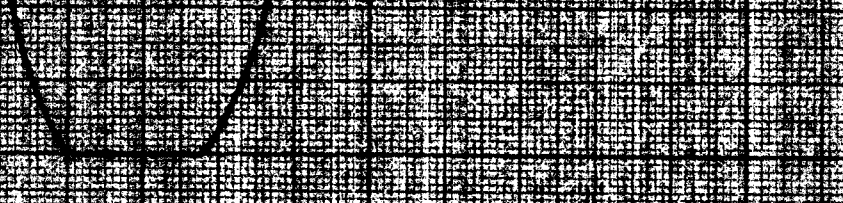
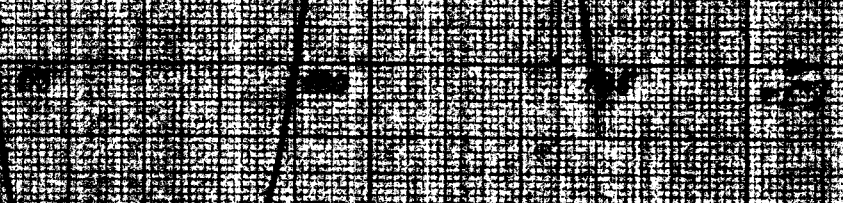
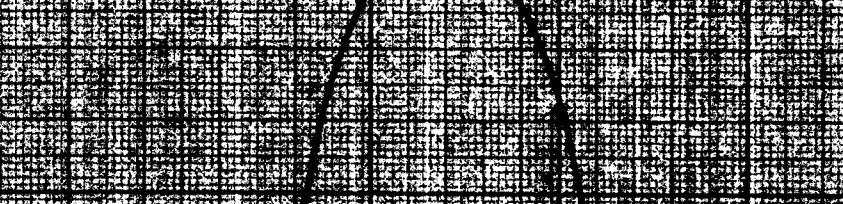
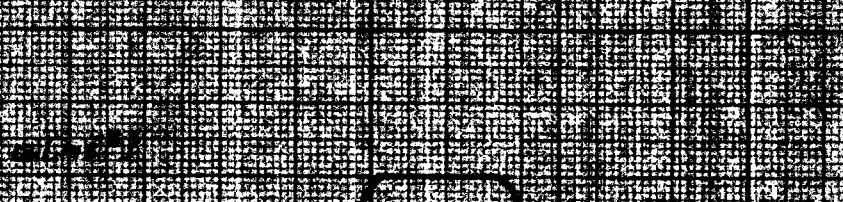
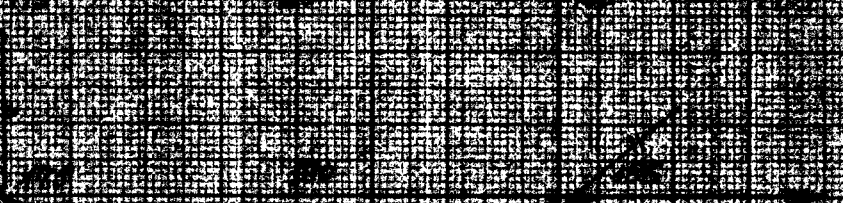
1904

1905

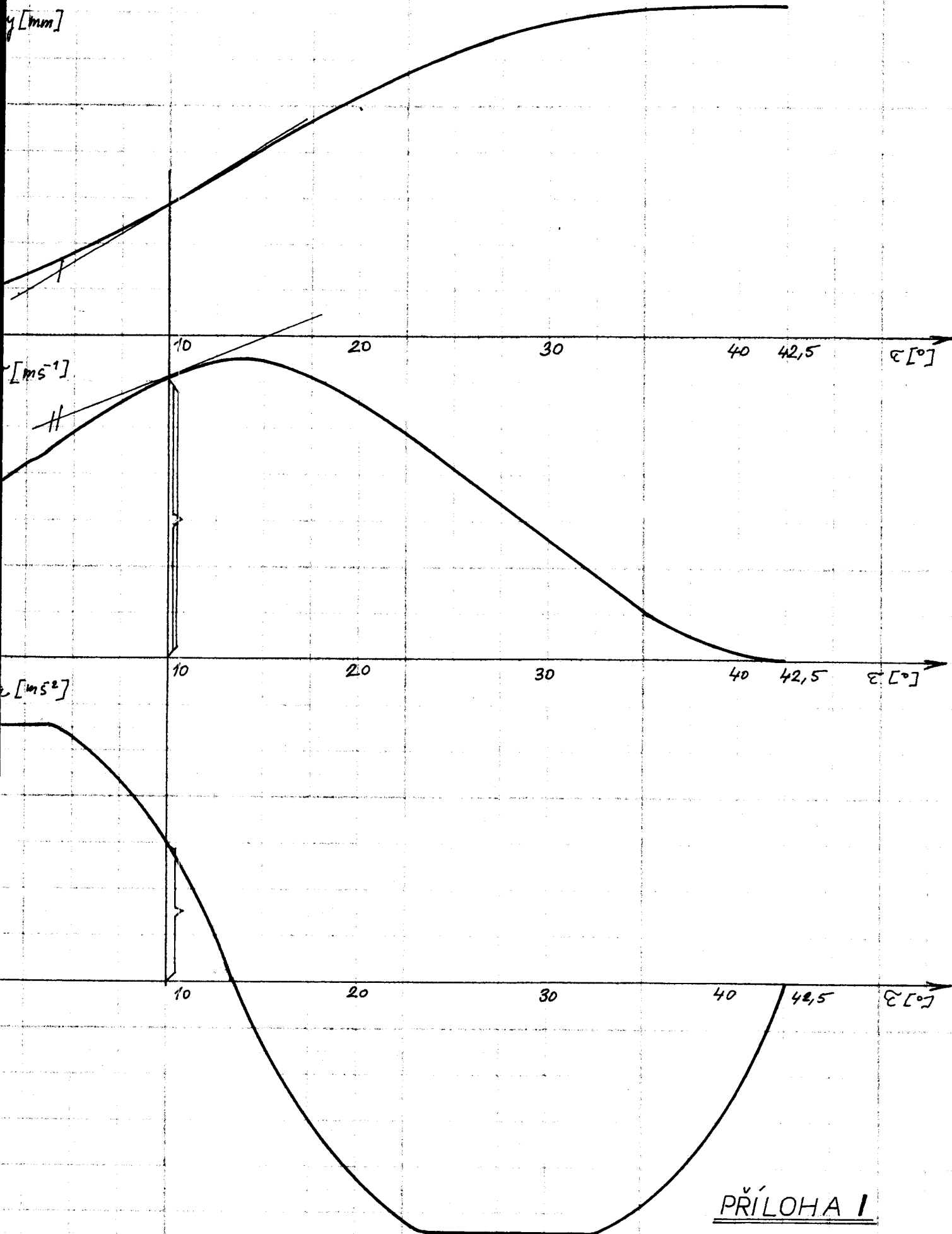
1906

1907

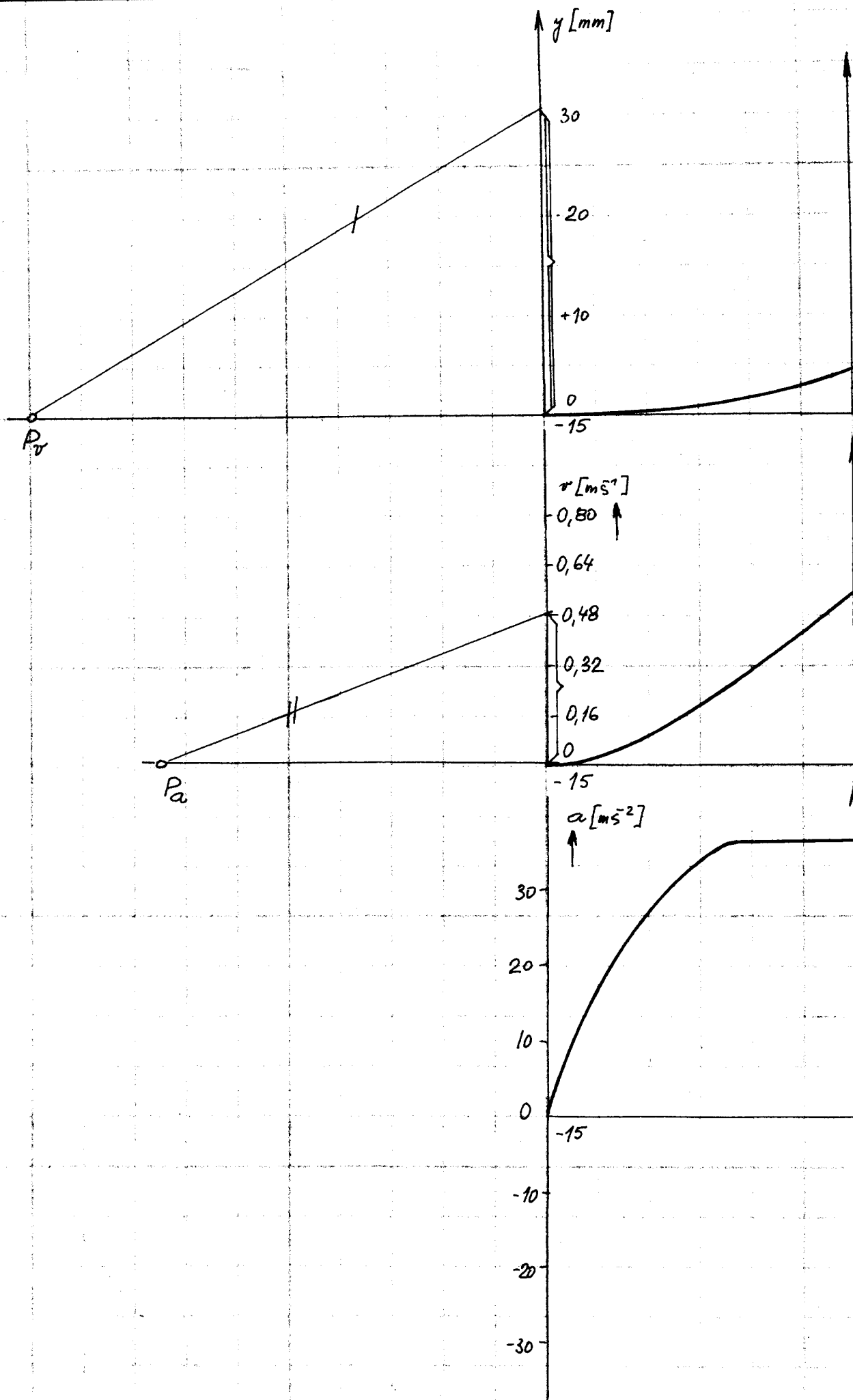
1908

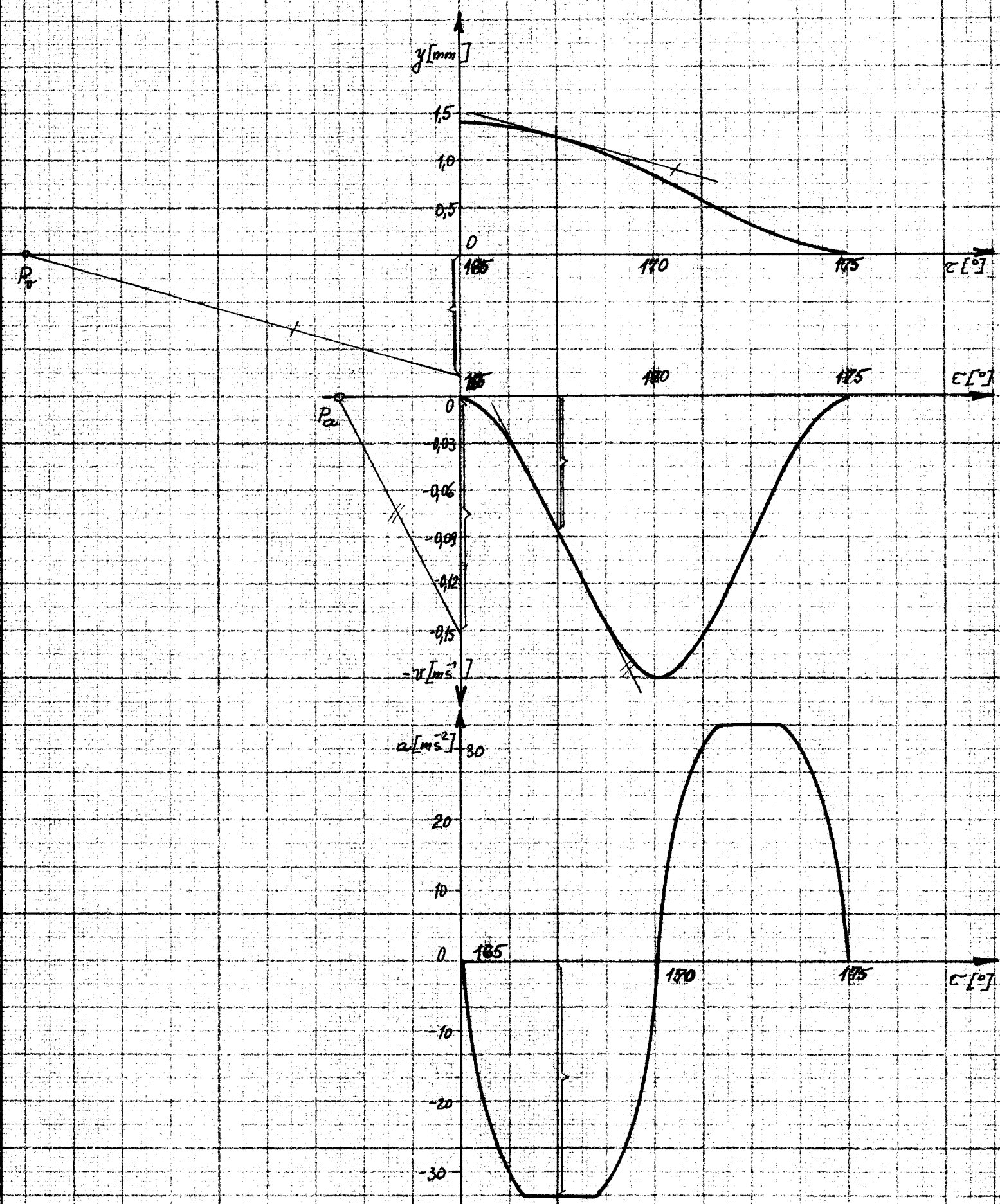


1909

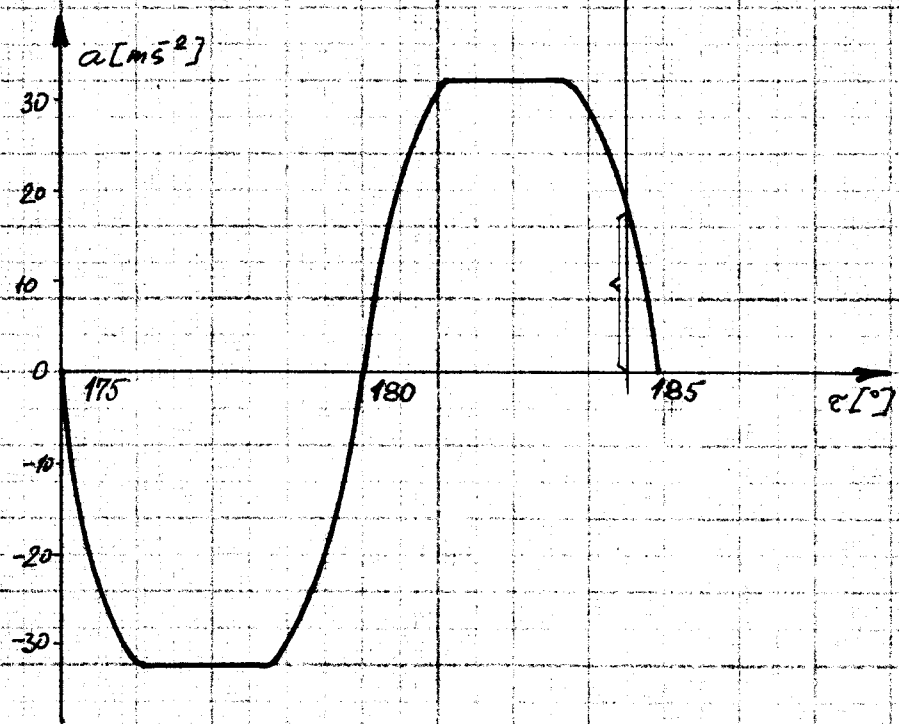
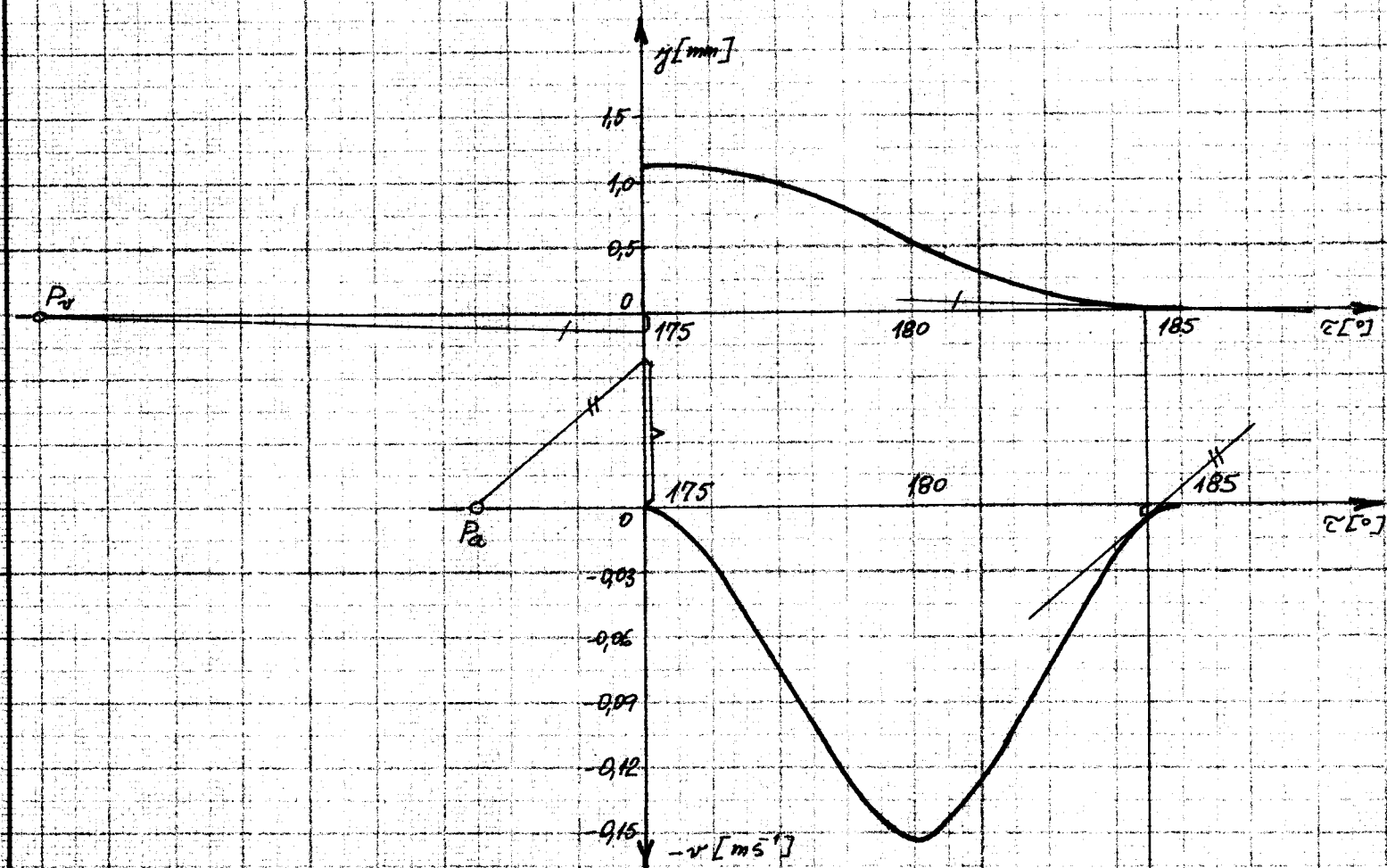


PŘÍLOHA I

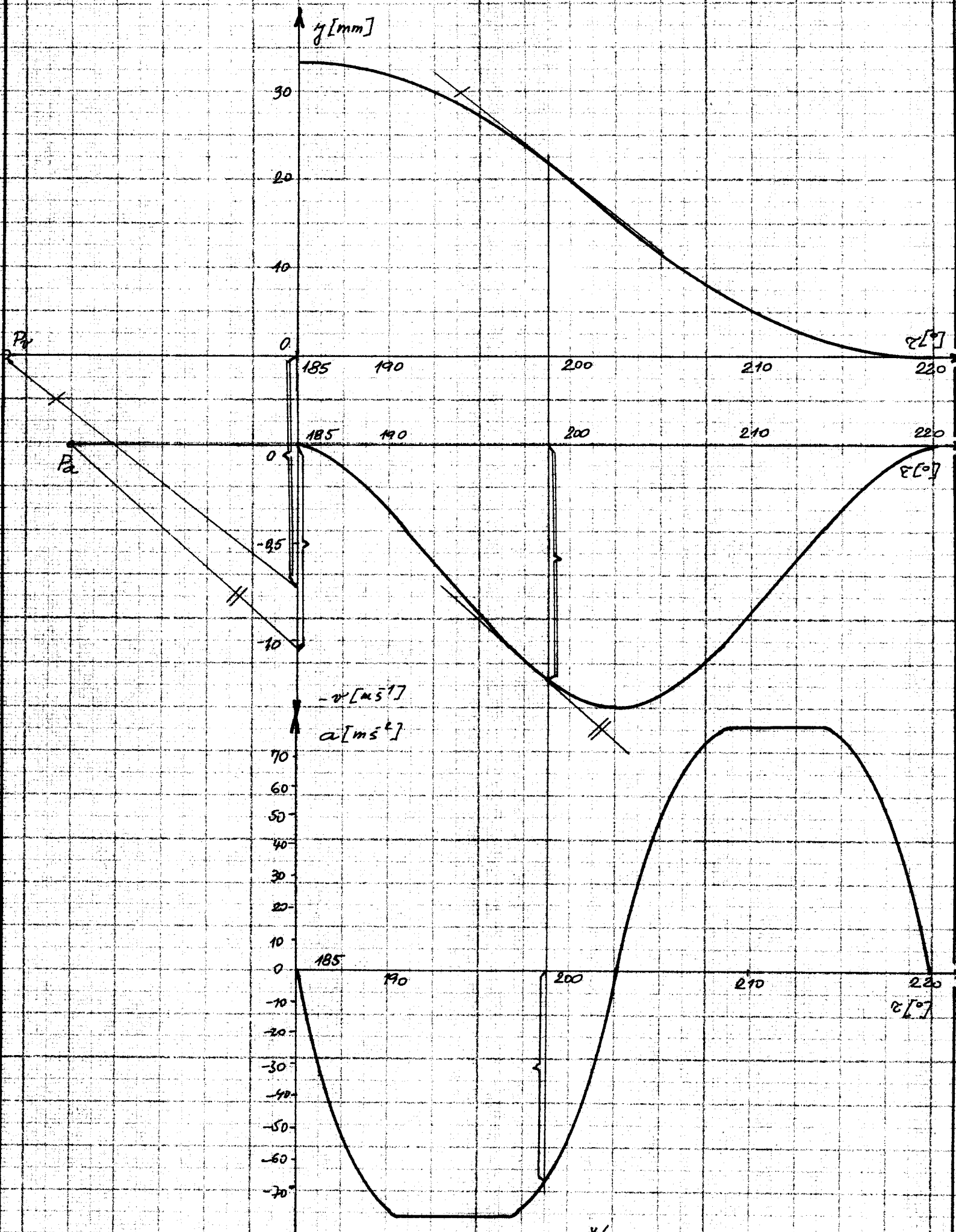




PŘÍLOHA A



PŘÍLOHA III



PŘÍLOHA IV