

Vzduchový tryskový prohoz

HABILITAČNÍ PRÁCE

U 264 T

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

Vypracoval: Ing. Karel Adámek, CSc.

Liberec, 1991

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146088167

[70]

Obsah

- 1 ÚVOD
 - 1.1 Vymezení problému
- 2. MECHANIKA PROHOZU
 - 2.1 Kinematika
 - 2.1.1 Geometrická optimalizace prohozu
 - 2.2.2 Vliv vůli na přesnost mechanismu
 - 2.2 Dynamika
 - 2.2.1 Otáčení středové dvojtrysky
 - 2.2.2 Vyvážení bidlového mechanismu
 - 2.2.3 Úpravy tkacího paprsku
 - 2.3 Další
- 3 RYCHLOSTNÍ POLE
 - 3.1 Měření
 - 3.1.1 Podélné rychlostní profily
 - 3.1.2 Příčné rychlostní profily
 - 3.1.3 Vliv tkacího paprsku
 - 3.1.4 Laserový anemometr
 - 3.2 Matematické modely
 - 3.2.1 Rovinný model
 - 3.2.2 Prostorový model a jeho optimalizace
- 4 TKACÍ TRYSKY
 - 4.1 Hlavní trysky
 - 4.1.1 Konfuzorový prohoz
 - 4.1.2 Prohoz s profilovým paprskem
 - 4.1.3 Využití stěnového jevu
 - 4.2 Pomocné trysky
 - 4.2.1 Aktivní konfuzor
 - 4.2.2 Štafetové trysky
- 5 ROZVOD VZDUCHU
 - 5.1 Vnější rozvod
 - 5.1.1 Idealizovaný oběh
 - 5.1.2 Možnosti úspor energie
 - 5.2 Energetická náročnost
 - 5.3 Dynamika vnitřního rozvodu
- 6 ZÁVĚR
 - 6.1 Simulátor prohozu
 - 6.1.1 Sestava simulátoru
 - 6.1.2 Řešené úlohy
 - 6.2 Hlavní závěry
- 7 SOUPIS PRACÍ - v příloze

Pozn.: Za každou kapitolou jsou přiloženy ilustrační grafy a obrázky se seznamem.

1. Úvod

Obsahem této habilitační práce pro obor mechaniky tekutin je stručný přehled výzkumu a vývoje tryskových tkacích strojů, především vzduchového tryskového prohozu, jak probíhal pod názvem "Vyhledávací výzkum tkání" převážně v letech 1986-89. Pro stručnost jsou uvedeny jen hlavní výsledky, rozdělené do několika kapitol: Mechanika prohozu, Rychlostní pole, Tkací trysky, Rozvod vzduchu, Spotřeba energie. První z kapitol se týká mechaniky tuhých těles, je tu ponechaná pro dosažení komplexního pohledu na problematiku tryskového prohozu. Vyřešení kinematiky a dynamiky mechanismů tkacího stroje je totiž nezbytnou podmínkou pro kvalitní tkaninu.

Odkazy a citace v textu se vztahují převážně k veřejně přístupným publikacím, přihláškám vynálezů, recenzím a konzultacím diplomových a disertačních prací apod. Podrobný postup a výsledky konkrétního výzkumu jsou uvedeny ve výročních zprávách EKVÚ (dnes VÚTS) v Liberci. V knihovně ústavu jsou tyto zprávy k dispozici, některé však jen na zvláštní povolení. Ve zvláštní příloze je uveden souhrnný přehled těchto prací, tématicky rozčleněný na několik odstavců: Vynálezy, Publikace, Výzkumné zprávy, Projekty a konstrukční práce, Recenze a posudky, Výuková činnost a konzultace, Spolupráce s praxí. Pro snazší orientaci jsou citace v celém textu označeny dvoučíselným kódem [*.], kde 1. číslo je pořadí odstavce v poslední kapitole a 2. číslo je pořadí v odstavci. Práce dalších autorů jsou uváděny "pod čarou" v závěru každé kapitoly.

Ke každé kapitole připojeny hlavní výsledky výpočtů a experimentů, pro názornost a pro zachování stručnosti obvykle ve formě grafů či obrázků.

1.1 Vymezení problému

Tkácí stroj pracuje periodicky, velmi zjednodušeně lze říci, že asi polovina každého cyklu je k dispozici pro vlastní prohoz útkové nitě a ve zbytku času se uskutečňují ostatní operace, potřebné ke tvorbě kvalitní tkaniny. S rostoucími otáčkami stroje se tyto časy absolutně zkracují, rostou rychlosti i dynamická namáhání nejen mechanismů (viz např. odst. 2.3), ale i zpracovávaného textilního materiálu [2.20]. Pro ilustraci lze uvést, že např. vzduchový tkací stroj A 190, vystavovaný na mezinárodní výstavě textilních strojů ITMA '91, tká šířku 1,65 m při 1180 ot/min. Skutečná prohozní rychlost tu je víc než 60 m/s (asi 230 km/h), a to přerušované, s frekvencí téměř 20 s^{-1} .

Po úvodních rozbořech byl stanoven vzdálený cíl - rozbořem kinematických a dynamických vlastností soustavy mechanismů, použitých na tkacím stroji, na straně jedné (kap. 2) a rozbořem rychlostního pole v prohozním kanálu na straně druhé (kap. 3) určit podmínky optimalizace celé složité soustavy. Postupem času se však ukázalo, že celý složitý systém zatím nelze vcelku vyšetřit.

Kinematika a dynamika mechanismů je obecně dobře zpracovaná, potíže nečiní ani dimenzování dynamicky namáhaných dílců. Rovněž mechanika tekutin dává řadu účinných výsledků v oblasti průtoku stlačitelného plynu potrubím, jeho expanze a směšování v trysce

i tvaru a zániku volného proudu za tryskou. V mechanice tekutin je dosud obecně více empirie pro větší složitost. K exaktnímu řešení jsou nutná často podstatná zjednodušení, která obvykle mají za následek značný odklon teorie od reality. Přesto bylo dosaženo řady zajímavých kvalitativních výsledků.

Při tryskovém tkaní se však objevuje další, teoreticky dosud málo zpracovaný fenomén. Je to textilní vlákno se svou malou ohybovou tuhostí, malou a nestejnou pevností, obtížně definovatelným povrchem atd. Tyto vlastnosti mají za následek nesmírné komplikace při vyjádření přenosu hybnosti z okolního hnacího proudu na unášené textilní vlákno tak, aby i po nezbytných zjednodušeních ještě odpovídalo skutečnosti. Málo definovaný přenos hybnosti je i příčinou značné energetické náročnosti vzduchového prohozu.

Z těchto důvodů byly teoretické optimalizace mechanismů a pokusy o optimalizaci rychlostního pole nutně doplněny rozsáhlým experimentálním sledováním různých vlivů na rychlost a spolehlivost průletu útku prošlupem. Pro velký počet proměnných se postupně sledovaly vlivy jen některých elementů (kap. 3, 4, 5). Takto experimentálně získané korekce zjednodušených teoretických výpočtů jsou zatím závislé na konkrétních podmínkách experimentu, takže je nelze použít do obecných výpočtů bez ztráty přesnosti a věrohodnosti výsledků. Nejspolehlivější výsledky dávají reálné tkací zkoušky, které však jsou náročné - vyžadují kvalitní stroj, dostatek času pro experimenty a aparát ke sběru a statistickému zpracování rozsáhlých souborů naměřených údajů. Pouhé konstatování, že výsledek tkaní je dobrý či špatný, nic neříká.

Určitý krok vpřed tu mohou přinést moderní výpočtové metody, využívající metodu konečných prvků. Běžně se již využívají v oblasti tuhých a poddajných těles, k dispozici je rozsáhlý software s dostatečně výkonnou výpočetní technikou i množstvím referencí s řešenými příklady. V oblasti mechaniky tekutin je situace složitější: běžně dostupná řešení se omezují na potenciální proudění, složitější úlohy vyžadují rychlejší počítač s větší pamětí. Reference i přes uvolnění embarga nejsou k dispozici, protože se jedná vesměs o úlohy z letecké, raketové a nukleární techniky. Nákup či nájem techniky a programového vybavení je v současné době pro výzkumný ústav obtížný. Nejvhodnějším řešením se zdá být zapojení do nadace Evropských společenství TEMPUS, ve spolupráci s čs. vysokou školou.

2. Mechanika prohozu

U tryskových tkacích strojů je jednou z podmínek kvalitního prohozu i správná kinematika mechanismů, působících při tvorbě prošlupu a prohozu. U vysokootáčkových mechanismů nejsou zanedbatelné ani dynamické účinky. V této kapitole je stručný přehled některých řešených problémů z této oblasti.

2.1 KINEMATIKA

2.1.1 Geometrická optimalizace prohozu

Při tryskovém tkaní je třeba zajistit, aby prošlup, tvořený soustavou osnovních nití, byl pokud možno dlouho a dostatečně rozzevřen, dále aby do tohoto prošlupu byl vložen včas a na dostatečně dlouhou dobu prohozní kanál, příp. i s pomocnými tryskami a konečně aby vkladací tryska byla dostatečně dlouho umístěna poblíž a ve směru prodloužené osy prohozního kanálu.

Je tedy třeba sledovat současně pohyby tří mechanismů, prošlupního, přírazového a pohybuujícího prohozním kanálem, příp. i tryskami. Konkrétních provedení jednotlivých mechanismů se používá celá řada:

- prošlupní - klikový, vačkový, listovka, žakár
- přírazový - kloubový čtyřčlen či šestičlen, vačkový
- prohozní - spojený s přírazovým pevně nebo přes čtyřčlen.

Na začátku se řešila jedna konkrétní konfigurace takových mechanismů. U přírazového mechanismu se určily hlavní kinematické veličiny (zdvih, rychlost a zrychlení) výstupního členu, s nímž je přímo spojený tkací paprsek [2.5, 3.16]. K tomu se dále řešila doba trvání prohozu pro tkací stroj s výklopným konfuzorem a pevnou hlavní tryskou i pro stroj s profilovým paprskem a soustavou pomocných trysek, vliv změny polohy trysek na trvání prohozu atd [3.13].

Logickým pokračováním tohoto postupu je výpočet sil v jednotlivých ložiskách a kontrola jejich únosnosti a životnosti. Následně byl tento program [2.5] doplněn o optimalizační proces, při němž se volily takové rozměry mechanismů, aby se vyhovělo dané zástavbě mechanismu do rámu stroje a současně byla co nejdelší doba k prohozu útku. Současně ale zrychlení jednotlivých členů mechanismu, a tím i dynamické zatížení, nesmí překročit předepsanou mez [2.9, 3.13, 3.25, 6.7].

V konečné podobě byl program zobecněn a pod názvem KIN2 ¹⁾ se používá k obecnému kompletnímu návrhu kloubových mechanismů.

Přes velmi výhodné vlastnosti takových programů je stále třeba používat i určitou dávku konstruktérského citu, zkušenosti atd. Počítačová optimalizace sama problémy konstruktérského návrhu nevyřeší, ale velmi urychlí výběr z velkého počtu různých variant. Například z interní soutěže vzešlo 5 různých koncepcí bidlového mechanismu [3.19] a bylo třeba určit nejlepší variantu. Ukázalo se však, že takové zadání úkolu není jednoznačné:

- Jeden z autorů preferoval min. hodnotu úhlového zrychlení. Tím se řešení nutně blížilo k harmonické zdvihové závislosti mechanis-

mu a tak se zkracoval prohozní úhel.

- Jiný autor opačně preferoval velký prohozní úhel. To vedlo k aplikaci výdržového mechanismu a následně k velkým hodnotám úhlového zrychlení ve zbytku pracovního cyklu. Velká výdrž se dosahuje i malým zpětným pohybem a to může mít za následek další změnu ve smyslu zrychlení v okolí prohozní úvrati. To má za následek zvýšené nebezpečí vytloukání čepů v ložiskových pánvích.

- Byl navržen i mechanismus shodný pro prohoz konfuzorový i s profilovým paprskem, opět za cenu jistých kompromisů, pokud jde o hodnotu max. zrychlení a trvání prohozu.

- Je třeba uvážit i velikosti jednotlivých členů - např. krátký hnací člen, tj. excentr místo kliky znamená, že každá výrobní nepřesnost či větší vůle v uložení se několikanásobně zvětšuje převodem na výstupní člen.

- Další problémy vznikají při vlastním konstrukčním zpracování kinematického schématu - dimenzování ložisek, členů mechanismu, zástavba do rámu stroje atd [4.1, 4.18].

2.1.2 Vliv vůlí na přesnost mechanismu

Při dlouhodobých tkacích zkouškách se průběžně sleduje vůle na výstupním členu bidlového mechanismu - na paprsku a pouze se konstatuje její velikost. Tato vůle je jedním z vlivů, který způsobuje nepříjemnou vadu ve tkanině, tzv. rozběhovou proužku. Při první otáčce po startu stroje není reálné dosáhnout již v prvním přírazu jmenovitých otáček stroje. Skutečné otáčky jsou nižší, tedy se liší i hodnoty dynamických sil od ustáleného režimu. To má za následek i jiné vymezení vůlí v mechanismu při první otáčce, tedy i jinou polohu výstupního členu. Tím se mění velikost i místo působení přírazné síly a vzniká přírazová proužka. Není to jediný důvod vzniku této vady, ale podrobnější rozbor by přesáhnul rámec této práce.

Pro kontrolu konstrukce byla navržena jednoduchá a názorná metoda k určení vlivu vůlí v jednotlivých uloženích kloubových mechanismů na velikost v chybě polohy výstupního členu. Výsledkem je rozbor konkrétního šestičlenného mechanismu [4.3, 4.4, 4.12], použitého u prototypů strojů se středovou dvojtryskou. Ze záznamu vlivů tzv. jednotkových vůlí je vidět, že vhodným tolerováním jednotlivých vůlí lze odchylky od ideálu částečně potlačit. Absolutní hodnota chyby výstupního členu je pak dána vynásobením těchto jednotkových vůlí předepsanými hodnotami vůlí v uloženích. Teoretické výsledky dobře souhlasí s naměřenými hodnotami [2.8, 3.22].

Princip metody spočívá v tom, že v důsledku relativních pohybů čepu ve vůli ložiskové pánve se jakoby pro výpočet mění délka jednotlivých členů. Je patrné, že tato závislost je periodická a že závisí jednak na způsobu zatížení členu (tah - tlak, momentová dvojice či obecně zatížený člen) a též na okamžitém smyslu vnějšího zatížení, tj. zde na dynamickém momentu $M = I \cdot \epsilon$. Když v prvním přiblížení zanedbáme vliv změny polohy členů na hodnotu momentu setrvačnosti I , je rozhodující veličinou úhlové zrychlení ϵ , dané kinematickým řešením mechanismu (např. odst. 2.1).

2.2 DYNAMIKA

2.2.1 Otáčení středové dvojtrysky

V době vývoje středového dvoupásmového tkacího stroje byla navržena otočná středová dvojtryska. Vysoké tkací výkony tohoto stroje spolu s možností dvoubarevné útkové záměny byly ve své době velmi zajímavé.

Tkací výkon v [m/s] je dán součinem otáček stroje a tkací šíře. Tkací šíře je omezena dosahem vzduchového proudu za tryskou, později částečně koncentrovaného kanálem, složeným ze soustavy tzv. konfuzorových lamel. Otáčky jsou omezeny dynamickými silami v mechanismech.

Z časového diagramu tkacího stroje lze určit, jak velký úhel z otáčky stroje je k dispozici pro vykonání určité činnosti. Relativně, tj. úhlově, je tato hodnota dána ve stupních otočení hlavního hřídele [$^{\circ}$], absolutně pak časem v [ms]. S rostoucími otáčkami stroje se jednotlivé činnosti absolutně zkracují.

Z rozboru časového diagramu konkrétního stroje s otočnou středovou dvojtryskou [3.14, 6.4] vyplývá, že dřívějšímu začátku provozu brání původní výhoda tohoto stroje - otočná dvojtryska, která dosud není dotočená do provozní polohy, i když proslup je již otevřen a prohozní kanál je v proslupu i proti teoretické poloze ústí trysky.

Zkrátit úhel otočení dvojtrysky strmějším průběhem speciální globoidní vačky již není možné pro vysoké kontaktní tlaky mezi bokem vačky a pracovním čepem. Tyto tlaky jsou způsobeny dynamickými účinky, v podstatě dynamickým momentem $M = I \cdot \epsilon$. Úhlové zrychlení ϵ s otáčkami vzrůstá, takže ke snížení dynamického účinku zbývá jedině snížit moment setrvačnosti dvojtrysky I.

Byla navržena a realizována nová konstrukce uspořádání dvojtrysky [1.5, 4.15], která má proti původnímu uspořádání, převzatému z vodního tryskového stroje, výrazně menší moment setrvačnosti - jen asi $1/3$ původní hodnoty. Na základě toho bylo možno navrhnout strmější vačku, u níž i při vyšších otáčkách byly kontaktní tlaky mezi bokem vačky a čepem menší než únosnost povrchové vrstvy.

Dalším úspěchem je i to, že se podstatně vyrovnal průtok vzduchu tryskou - místo původních 5 ohybů po 90° zůstal nezbytný jediný ohyb, čímž se výrazně snížily průtokové ztráty v přívodu vzduchu ke trysce. Bylo pak možno snížit tlak vzduchu, tím klesla jeho spotřeba i hluk trysky. Provoz uvítal i snadnou možnost čištění trysky bez její demontáže mimo stroj.

V souvislosti se zaváděním elektroniky do tkacích strojů [3.12] se uvedený rozbor otáčení dvojtrysky použil i k návrhu otáčení krokovým motorem místo složité globoidní vačky. Konstatovalo se však, že dostupné malé motorky mají malý hnací moment, větší zase mají velký moment setrvačnosti, takže nebylo možné splnit podmínky dané časovým diagramem tkacího stroje.

2.2.2 Vyvážení bidlového mechanismu

Kývající podbidelnice je mechanismus velmi důležitý ke tvorbě kvalitní tkaniny. Zvlášť pro hustější dostavy je nutný silný ráz. Tyto rázy velmi namáhají mechanismus, zvyšují nerovnoměrnost chodu stroje a přenášejí se do rámu a do okolí stroje. Je zřejmé, že kývající mechanismus nelze zcela vyvážit, ale i částečné vyvážení by mělo být přínosem pro konstrukci i provoz. První takto formulovaný námět k řešení částečného vyvážení byl zamítnut jako zbytečný až nesmyslný.

Byla proto zadána studie vyvážení podbidelnice [6.5], ve které se snadno dospělo k závěru, že evidentně nejlepší možné vyvážení kývajícího členu je tehdy, když kýve kolem osy procházející jeho těžištěm. Po zjištění, že tato osa není daleko od stávající osy otáčení, stačilo tuto osu přemístit, doplnit malé vývažky a dynamické síly do podlahy okamžitě poklesly na 1/3 až 1/4 původních hodnot²⁾. Odtud již nebylo daleko k nové konstrukci, která uvedené poznatek využila.

Později, spolu s využitím optimalizační metody, použité v odst. 2.1, byl navržen a odzkoušen zcela nový tvar podbidelnice, pokud možno vyvážený a navíc s minimálním momentem setrvačnosti a maximální ohybovou i torzní tuhostí³⁾.

Výrazný úspěch s vyvažováním byl později použit i u dalšího stávajícího tkacího stroje, ale bez výsledku. Původní podbidelnice byla tak hmotná a nevyvážená, že potřebné vývažky vycházely nerealně velké. Zde bylo třeba zkonstruovat zcela novou podbidelnici podle navržených zásad.

Pozn.: Dodatečně se v patentové rešerši objevilo patentované řešení podbidelnice Picanol s osou otáčení, procházející jejím těžištěm. Domníváme se však, že jde o "věc nasnadě jsoucí", tudíž nepatentovatelnou.

2.2.3 Úpravy tkacího paprsku

Další součást, která zvyšuje moment setrvačnosti a tím i dynamické zatížení bidla je tkací paprsek se žlabem, sloužícím k jeho upnutí do stroje. Zde opět bylo původně navržené řešení - upnout paprsek k mečíkům přímo, bez žlabu - zamítnuto jako nesmysl. O to víc dnes potěší, když jedna z variant rychloběžné podbidelnice se skládá jen z mohutné duté trubky, na níž je řada lehkých mečíků pro upnutí paprsku (viz odst. 2.4).

Další dílčí snížení dynamických sil spočívá v odlehčení i zkrácení horní části paprsku. Je to část nejdále od osy otáčení podbidelnice, tedy nejvíce se podílí na výsledném momentu setrvačnosti. I malé úspory hmotnosti tu znamenají velké snížení dynamických sil. Teoreticky byla vyřešena i možnost zúžení jednotlivých třtin. Všechny navržené úpravy umožňují snížit moment setrvačnosti této části o nezanedbatelných až 35.%.

Další výhodou, kterou poskytuje lomený paprsek, je výrazné zkrácení vzdálenosti mezi přírazným bodem a polohou prvního tkacího listu. Tím se zmenšují zdvihy listů, potřebné k vytvoření prošlupu a klesá i namáhání osnovních nití.

V patentové databázi Derwent byly následně nalezeny patenty firmy Rütli Te Strake ze začátku 70. let, prakticky se shodným obsahem. Vzhledem k tomu, že se tato myšlenka dosud neuplatnila v praxi, lze soudit, že jsou zatím ještě důležitější problémy k řešení. Dalším důvodem zřejmě je i určitá standardizace tvaru třtin profilových paprsků u různých výrobců a vysoká cena nových nástrojů k výrobě třtin jiného tvaru.

2. 3 DALŠÍ

Okrajově se řešily i jiné problémy, spojené s činností tkacího stroje.

Spojka - brzda [4.5] - původní mechanické provedení se rekonstruovalo pro spolehlivější funkci. Postupně se zaváděním elektronických systémů nahrazeno elektromagnetickou spojkou - brzdou.

Ohybově poddajná a torzně tuhá spojka [4.7] pro hlavní hřídel tkacího stroje. Především u středových strojů, s délkou hřídele až 4 m, je třeba eliminovat výrobní a montážní nepřesnosti i vliv krouživého kmitání hřídele, složeného z několika dílů. Torzně musí být systém tuhý, protože od otáčení hřídele se odvozují další, přesně časově sladěné, funkce stroje. Návrh řešil dvě varianty, membránovou a vlnovcovou spojkou. Po 10 letech se uvažuje se zavedením sériové vyráběné spojky s tímto konstrukčním uspořádáním.

Náhon a rekonstrukce proslupního zařízení [4.8, 4.9, 4.10] - porovnávala se možnost a přesnost výroby šnekového a šroubového soukolí pro pohon vačkového proslupního zařízení. Kinematickou kontrolou mechanismu se objevila možnost vzniku velkých staticky neurčitých napětí, která měla za následek časté destrukce vačkové rolny i proslupní páky. Byl navržen nový, pevnostně i technologicky vhodnější tvar této páky a zaveden do výroby. Současně byl navržen i vhodnější způsob nastavení zdvihu listu podle jeho pořadí od přírazu.

Tlakové mazání tkacího stroje [4.11, 4.13, 4.17, 7.2] se řešilo jako centrální. Současný trend se vrací zpět k trvalým olejovým náplním jednotlivých agregátů a k dimenzování ložisek na statickou únosnost. Mechanismy totiž vykonávají jen kývavé pohyby, takže tlakový olej, přiváděný do jednotlivých kluzných ložisek, nemůže vytvořit potřebný hydrodynamický mazací klín, který je pro minimální opotřebení nezbytný.

Jehlový tkací stroj [2.3, 4.16, 5.4, 6.2] - v době počátku zvýšeného zájmu o tento způsob prohozu útku pomocí ohebných jehel byla komplexně zpracována jeho problematika - projekt, výrobní dokumentace, optimalizace mechanismů, výroba prototypů a tkací zkoušky v provedení jako nástavba na člunkové tkací stroje Utas.

Další citované podklady v kap. 2:

¹⁾ Wasserbauer, V., Jirásko, P., Volf, M.: CAD systém pro analýzu a syntézu mechanismů, in: Sborník DT Žilina Zavádzanie automatizácie inž. prác v strojárstve, s. 180-185, 1989

²⁾ Šidlof, P., Klikar, J.: Vyvažování bidlového mechanismu - výzk. zpráva EKVÚ + SVÚT Liberec

³⁾ Dvořák, J., Wasserbauer, V.: Pevnostní výpočet přírazového mechanismu tkacího stroje, in: Textil, 45, 1990, č.8, s.286-290

Seznam obrázků ke kap. 2:

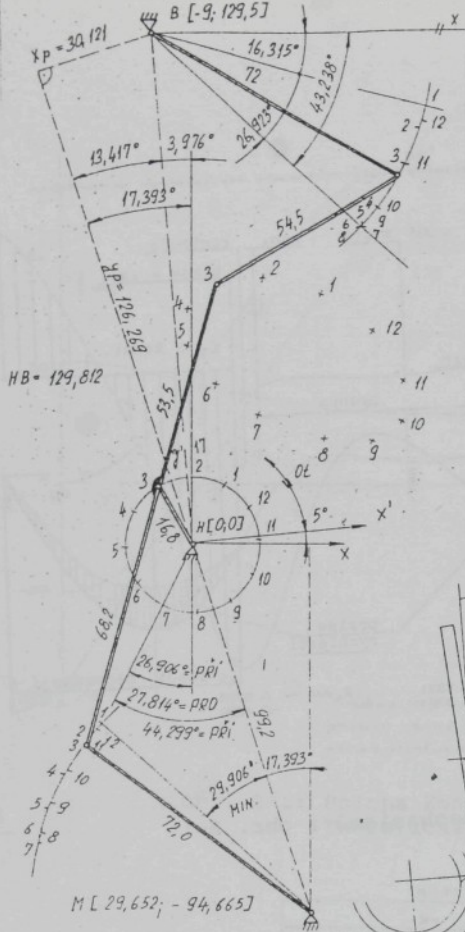
Obr. 2-1: Schémata mechanismů:

- šestičlen bidla
- čtyřčlen výklopného konfuzoru

Obr. 2-2: Kinematické veličiny mechanismů z obr. 2-1

Obr. 2-3: Poloha konfuzoru vůči tkací rovině
Teoretické trvání prohozu

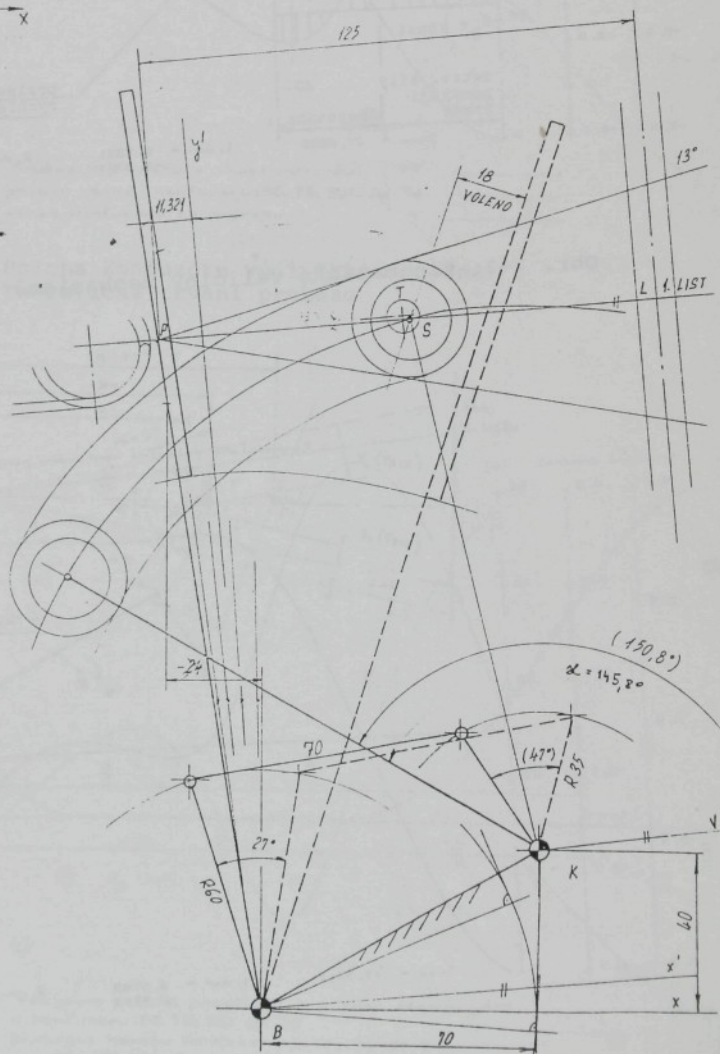
- Obr. 2-4: Vliv polohy trysky na překrytí kanálů trysky a konfuzoru
- Obr. 2-5: CAD bidlového mechanismu
- vzorce a schéma
- Obr. 2-6: CAD bidlového mechanismu
- kinematika, hnací síla a moment
- Obr. 2-7: CAD bidlového mechanismu
- zatížení ložisek
- Obr. 2-8: Vliv vůlí na přesnost mechanismu
- schéma výpočtu a vzorce
- Obr. 2-9: Vliv vůlí na přesnost mechanismu
- vliv jednotkových chyb
- změny délek jednotlivých členů
- výsledná vůle na výstupním členu
- Obr. 2-10: Otáčení dvojtrysky
- nová a stará tryska
- časování stroje
- Obr. 2-11: Otáčení dvojtrysky (2 listy)
- průběh kinemat. a dyn. veličin
- potřeba práce a příkonu
- Obr. 2-12: Schéma tlakového mazání tkacího stroje
Schéma náhonu prošlupu
- Obr. 2-13: Jehlový tkací stroj
- schéma a kinematika náhonu ohebných jehel
(1 - menší šířky, 2 - větší šířky)

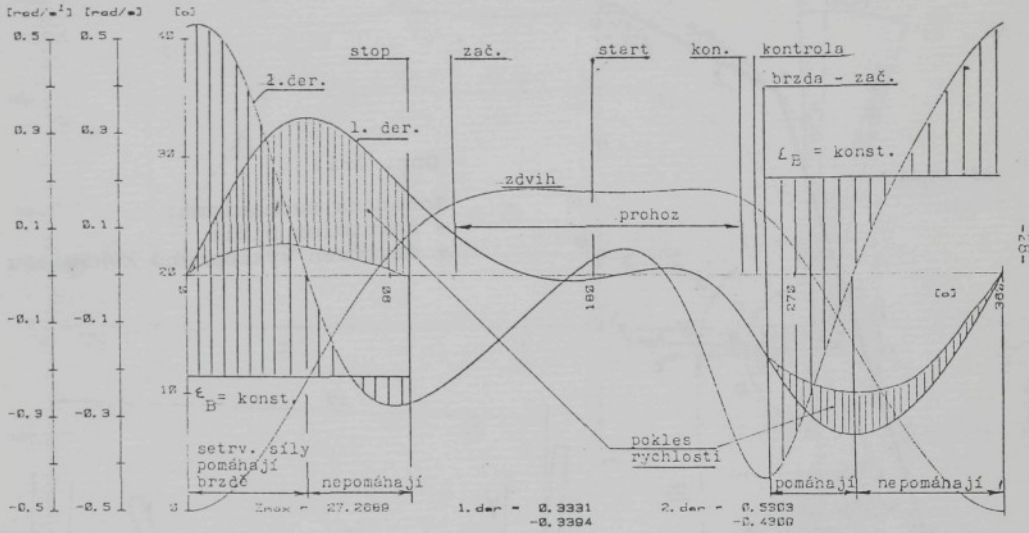


Obr. 2-1:

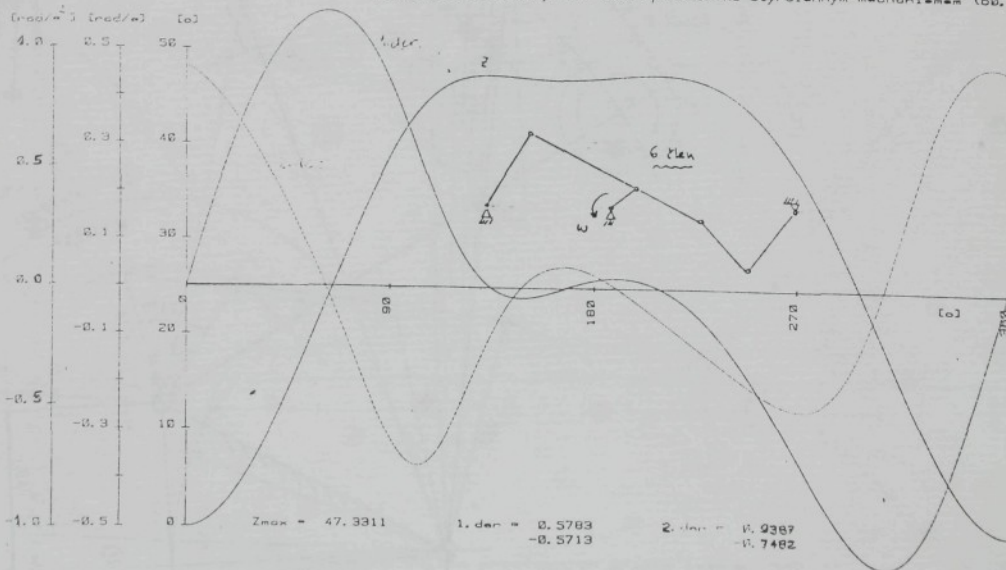
Schémata mechanismů:

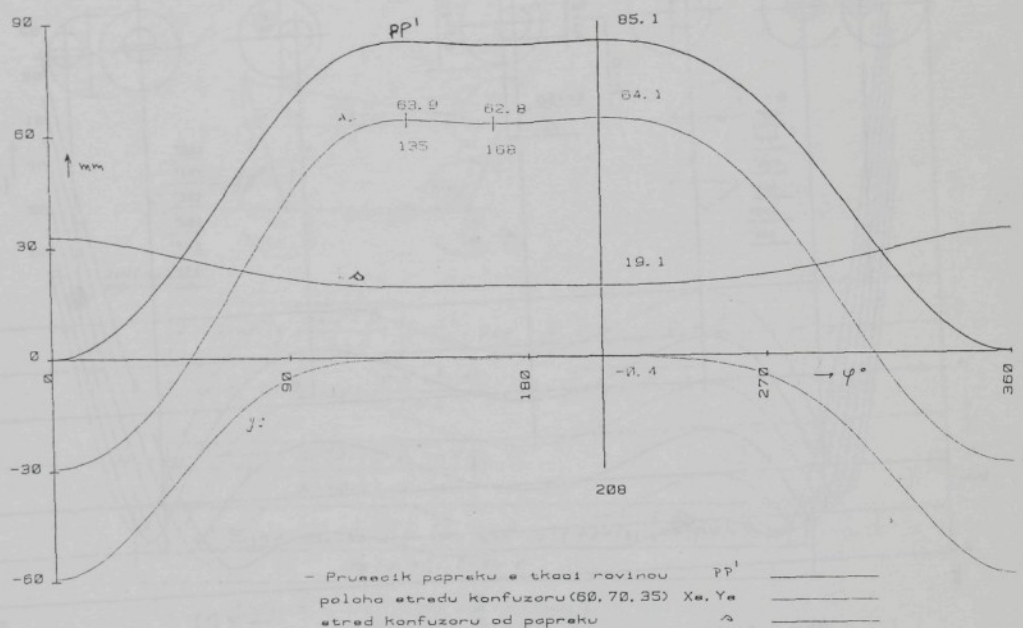
- šestičlen bidla
- čtyřčlen výklopného konfuzoru



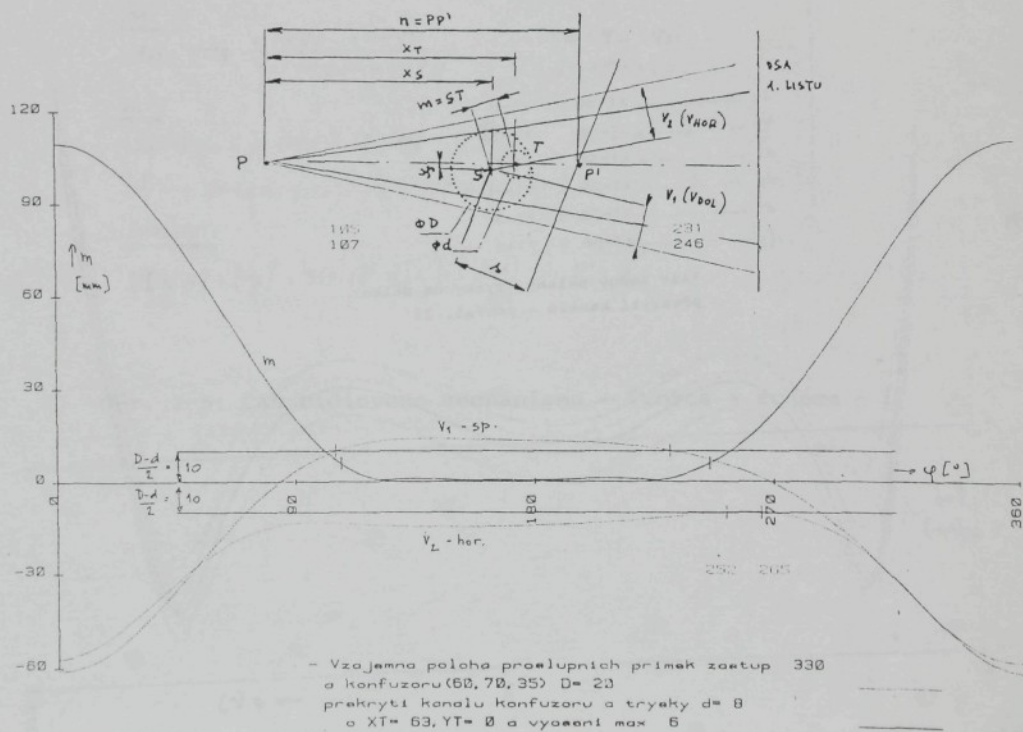


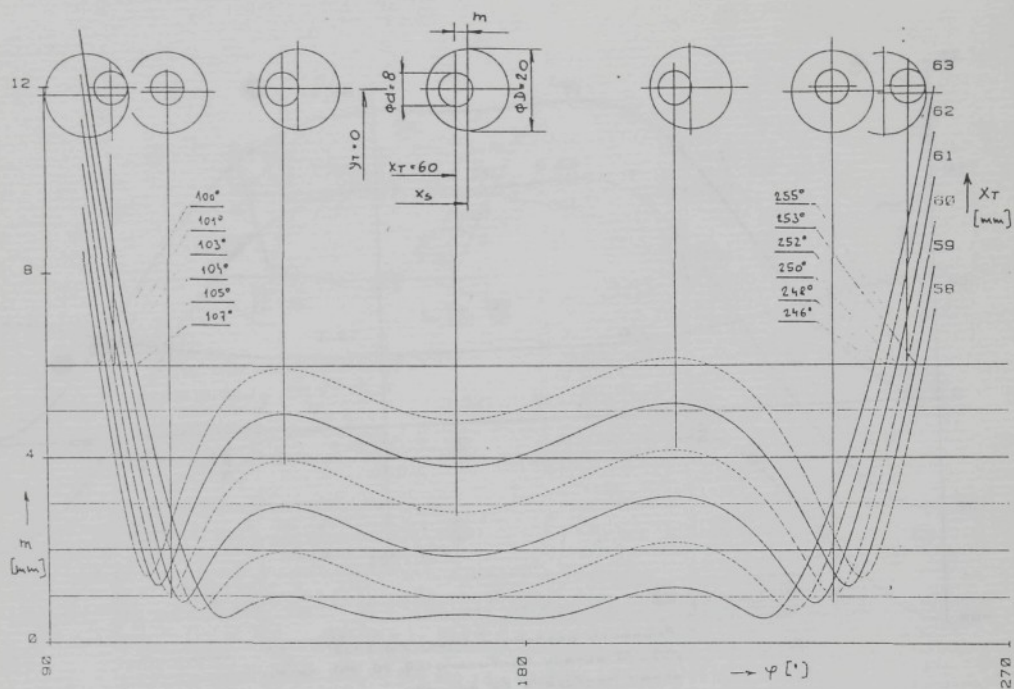
Obr. 2-2: Kinematické veličiny mechanismů z obr. 2-1



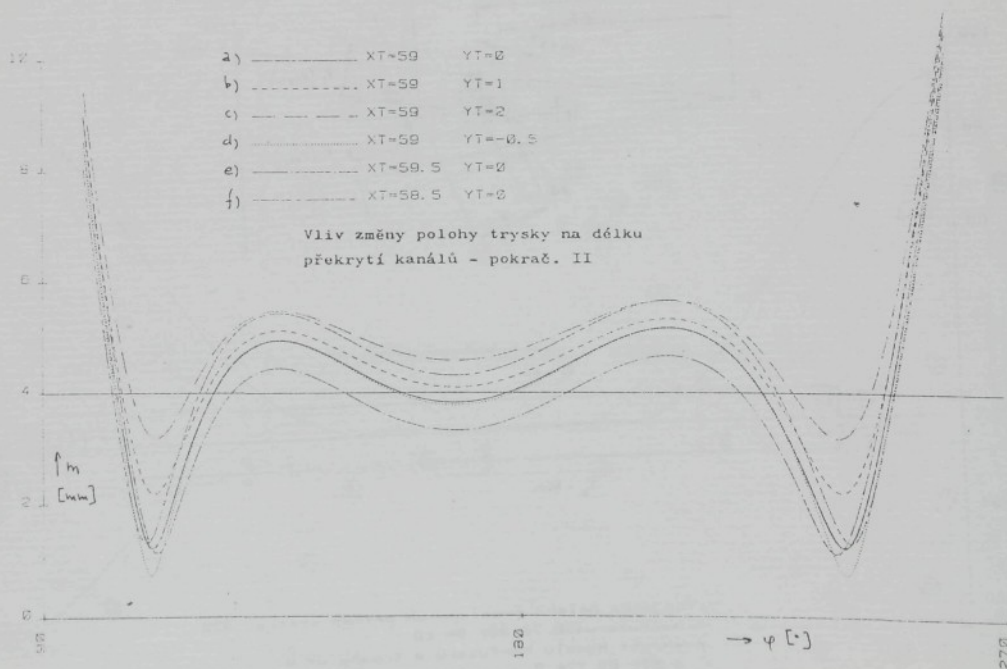


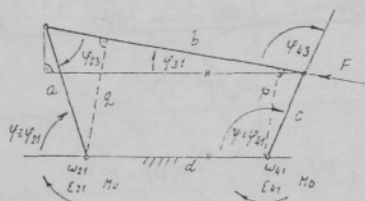
Obr. 2-3: Poloha konfuzoru vůči tkací rovině
Teoretické trvání prohozu





Obr. 2-4: Vliv polohy trysky na překrytí kanálů trysky a konfuzoru





KINEMATIKA:

$$\psi = 2 \cdot \arctg \frac{\sin \psi \pm D}{B + C}$$

$$\text{ kde } R_1 = \frac{a}{a}, \quad R_2 = \frac{d}{c}$$

$$B = R_1 + \cos \psi, \quad C = R_2 \cdot \cos \psi + \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2 \cdot a \cdot c}, \quad D = \sqrt{\sin^2 \psi + B^2 - C^2}$$

$$\omega_{41} = \omega_{21} \cdot \frac{\sin(\psi - \psi) - R_2 \sin \psi}{\sin(\psi - \psi) - R_1 \sin \psi}$$

$$\epsilon_{41} = \frac{\omega_{21}^2 \cdot R_1 \cdot \cos \psi - \omega_{41}^2 \cdot R_2 \cdot \cos \psi - (\omega_{21} - \omega_{41})^2 \cdot \cos(\psi - \psi) + \epsilon_{21} \cdot [\sin(\psi - \psi) - R_1 \sin \psi]}{\sin(\psi - \psi) - R_2 \sin \psi}$$

1. převod $\sim \omega_{41}$ (pro $\omega_{21} = 1 = \text{konst.}$)

2. $\sim \epsilon_{41}$ ($\sim \psi$)

ÚVATĚ:

$$\psi_0 = \arccos \frac{(b \pm a)^2 + d^2 - c^2}{2 \cdot (b \pm a) \cdot d} ; \quad \psi_0 = \arcsin \left[\frac{b \pm a}{c} \cdot \sin \psi_0 \right]$$

ÚHLÝ:

$$\psi_{31} = \arctg \frac{c \cdot \sin \psi_{21} - a \sin \psi_{21}}{d - c \cos \psi_{41} + a \cos \psi_{21}} ;$$

$$\psi_{43} = \psi_{41} - \psi_{31}$$

$$\psi_{33} = \psi_{31} - \psi_{21}$$

SÍLY:

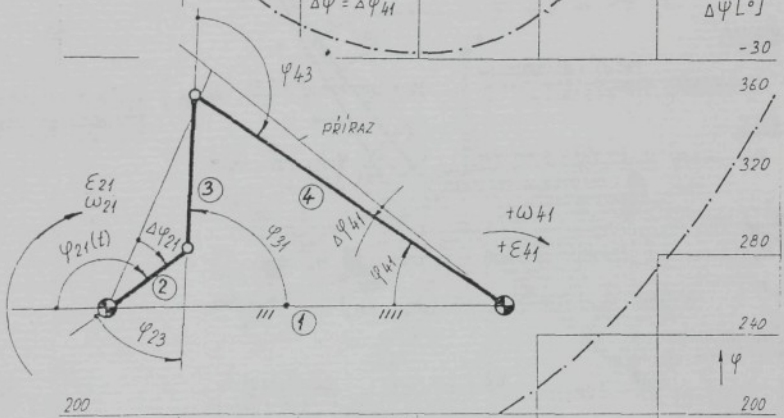
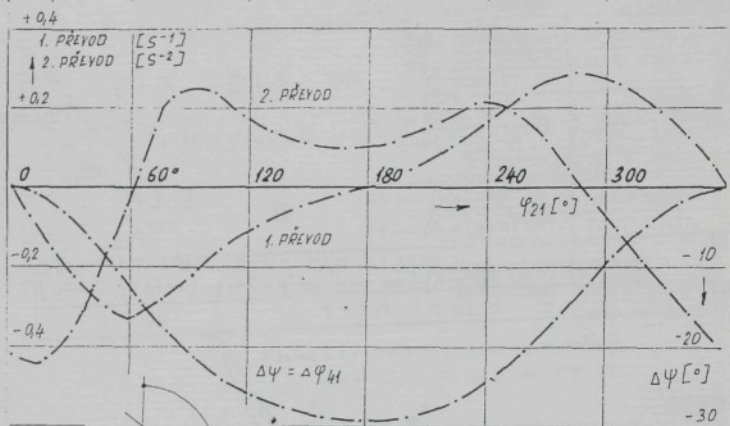
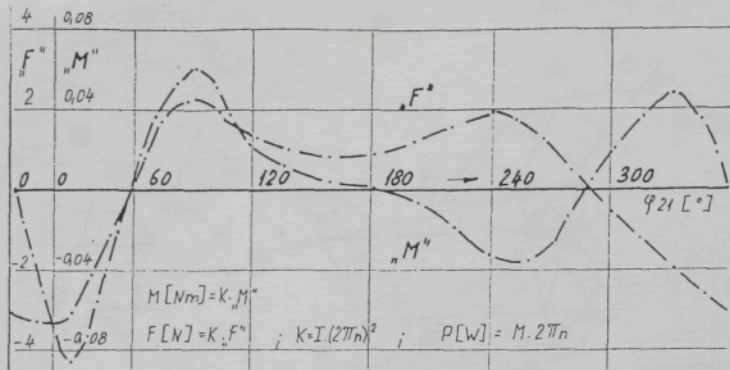
$$M_D = I \cdot \epsilon_{41} = I \cdot (2\pi n)^2 \cdot (2 \cdot \text{přev.}) = F \cdot p ; \quad M_D = M_D \cdot \frac{Q}{p}$$

$$\frac{p}{c} = - \sin(\psi_{41} - \psi_{31}) ; \quad \frac{Q}{a} = + \sin(\psi_{21} - \psi_{31})$$

ŽIVOTNOST:

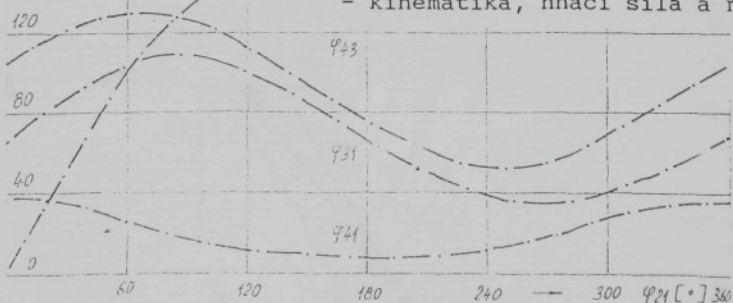
$$L \left[\frac{10^6 \text{ ot}}{p} \right] = \left(\frac{c}{p} \right)^2 = 360 \cdot 10^5 \text{ n} [s^{-1}] \cdot L [\text{hod}] \dots p = \sqrt[3]{\frac{10}{3}} \left(\frac{\text{vnt.}}{\text{vnt.}} \right)$$

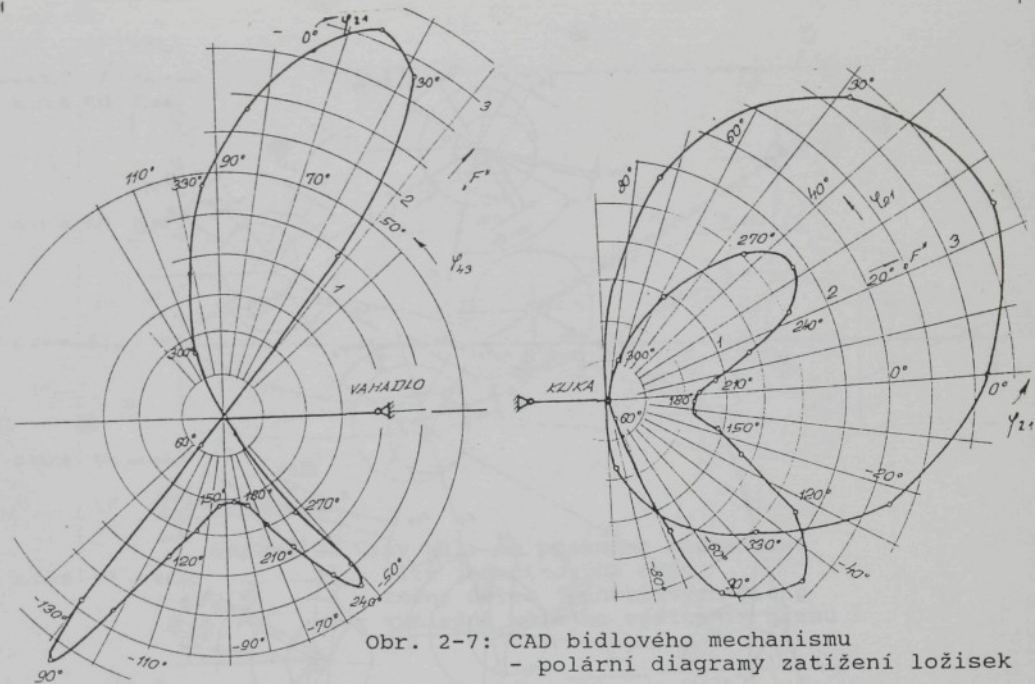
Obr. 2-5: CAD bidlového mechanismu - vzorce a schéma



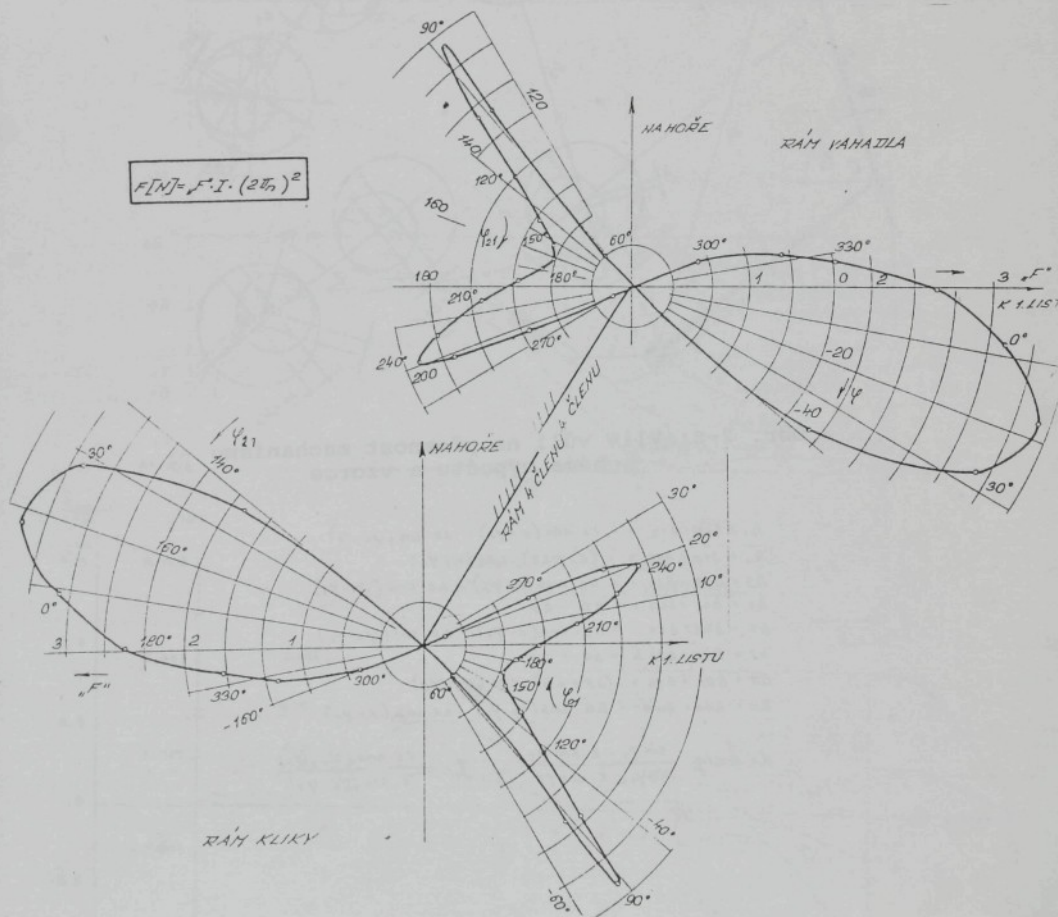
Obr. 2-6:

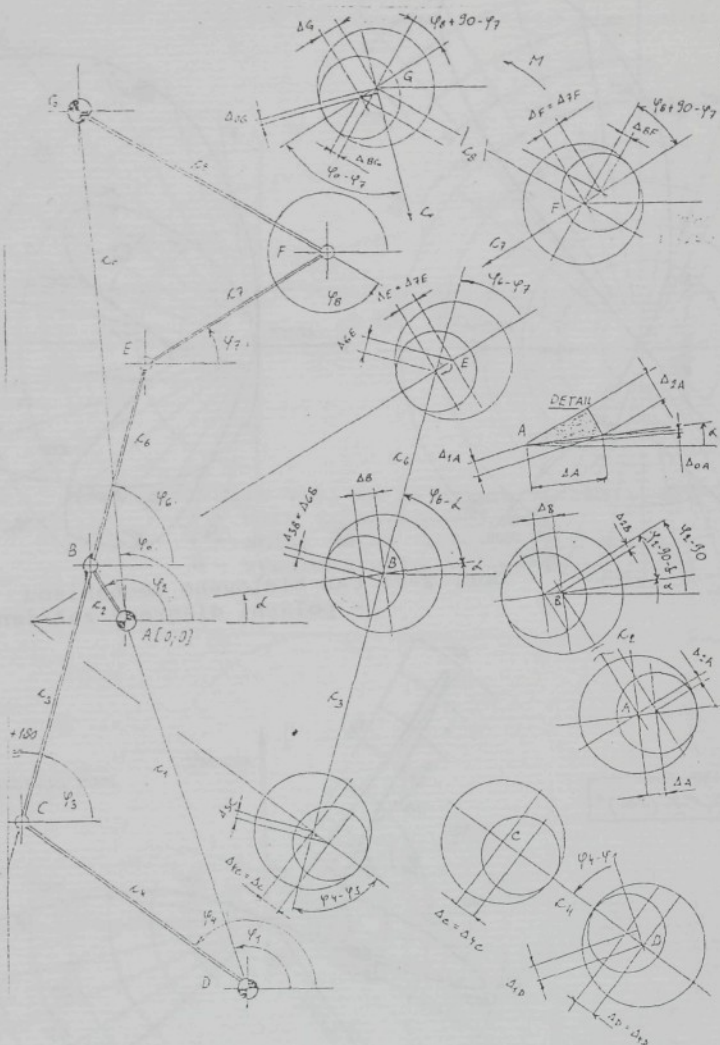
CAD bidlového mechanismu
- kinematika, hnací síla a moment





$$F[N] = F \cdot I \cdot (2\pi r_n)^2$$





Obr. 2-8: Vliv vůli na přesnost mechanismu
- schéma výpočtu a vzorce

$$\Delta_1 = \Delta_{1A} + \Delta_{1D} = -\Delta_A \cos(\kappa - \psi_1) - \Delta_D \cos(\psi_4 - \psi_1)$$

$$\Delta_2 = \Delta_{2A} + \Delta_{2B} = -(\Delta_A + \Delta_B) \cos(\kappa - \psi_2)$$

$$\Delta_3 = \Delta_{3B} + \Delta_{3C} = +\Delta_B \cos(\kappa - \psi_3) - \Delta_C \cos(\psi_4 - \psi_3)$$

$$\Delta_4 = \Delta_{4C} + \Delta_{4D} = -\Delta_C - \Delta_D$$

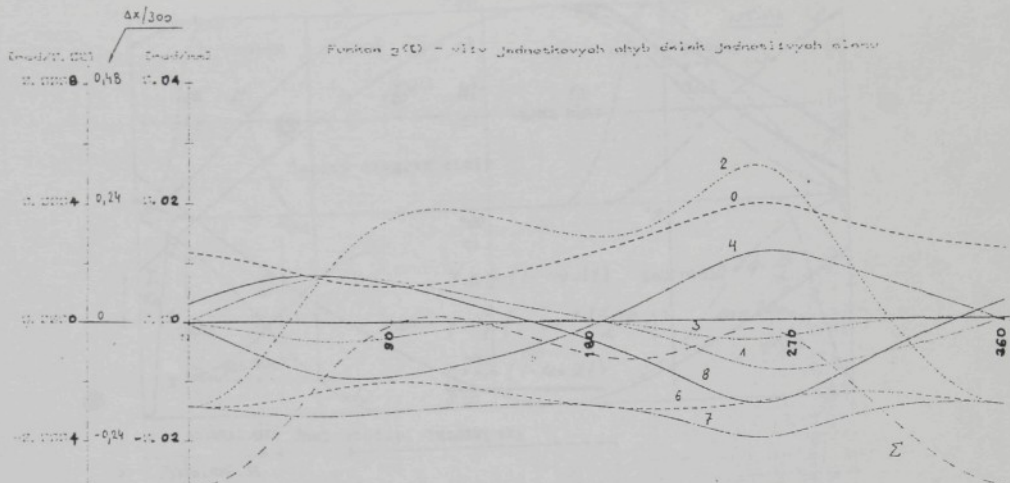
$$\Delta_6 = \Delta_{6B} + \Delta_{6E} = +\Delta_B \cos(\kappa - \psi_6) - \Delta_E \cos(\psi_7 - \psi_6)$$

$$\Delta_7 = \Delta_{7E} + \Delta_{7F} = +\Delta_E + \Delta_F$$

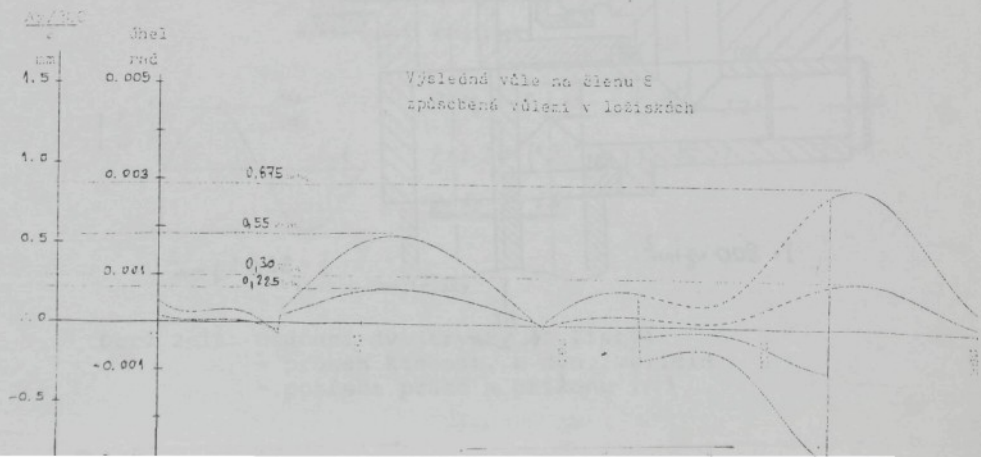
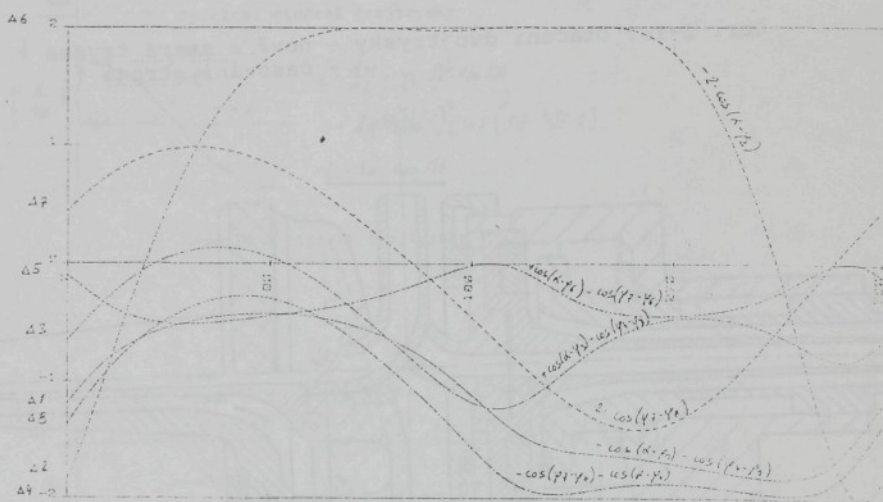
$$\Delta_8 = \Delta_{8F} + \Delta_{8G} = +(\Delta_F + \Delta_G) \cos(\psi_7 - \psi_8)$$

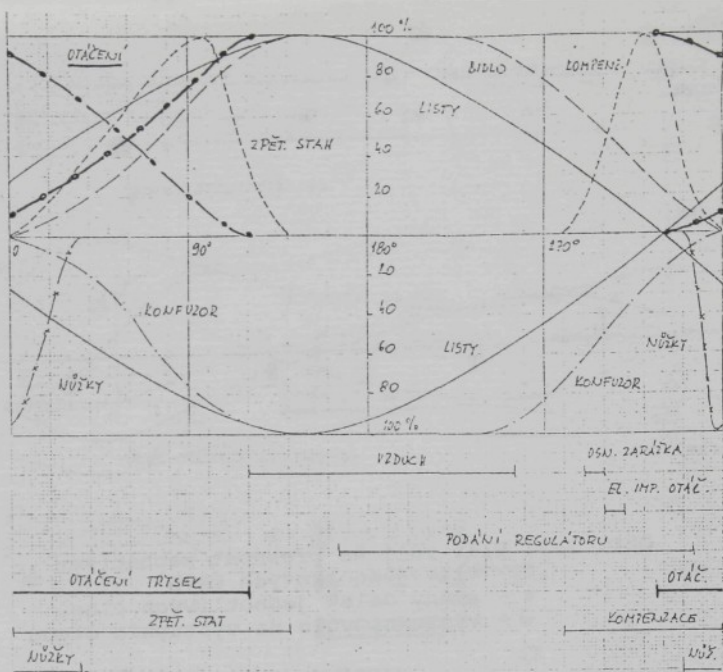
$$\Delta_0 = \Delta_{0G} + \Delta_{0A} = -\Delta_G \cos(\psi_9 - \psi_0) - \Delta_A \cos(\kappa - \psi_0)$$

$$\delta = \arctg \frac{\sin \psi_4 - \kappa \cdot \sin \psi_7}{\cos \psi_4 - \kappa \cdot \cos \psi_7} \quad ; \quad \kappa = \frac{-C_3 \cdot \sin(\psi_4 - \psi_3)}{C_6 \sin(\psi_6 - \psi_7)}$$

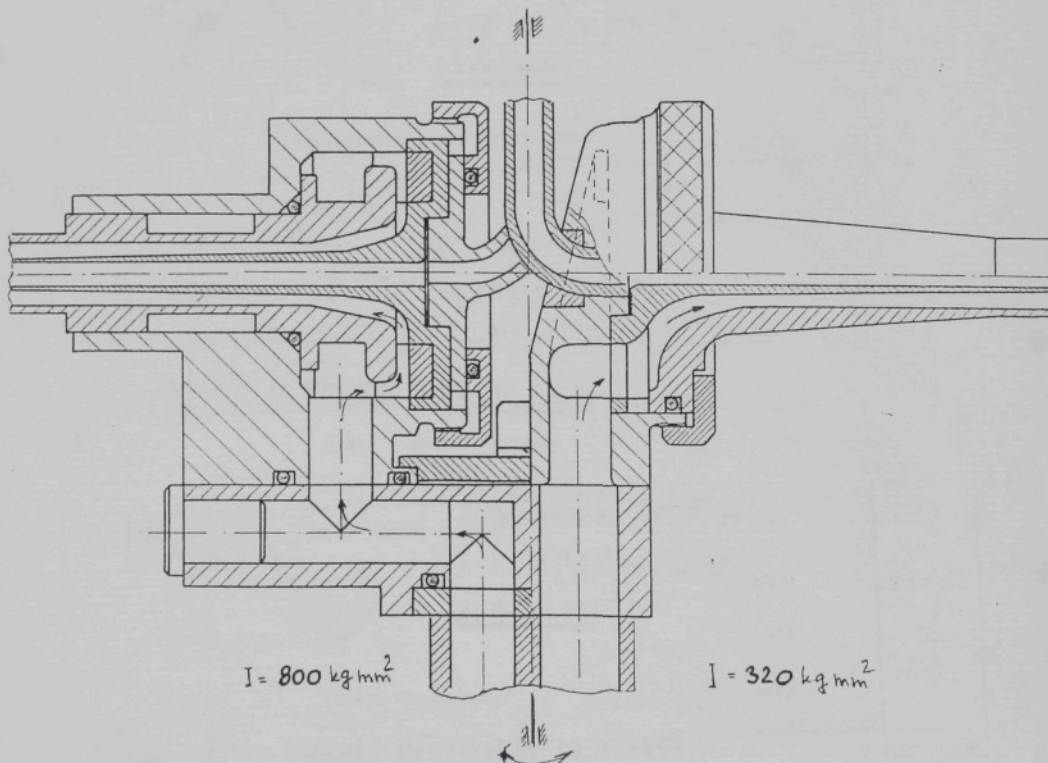


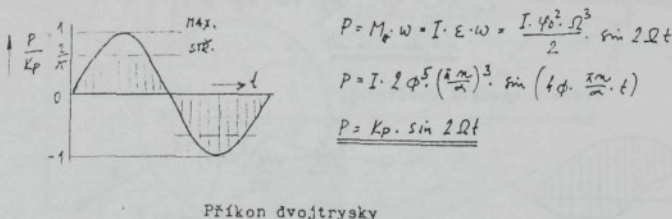
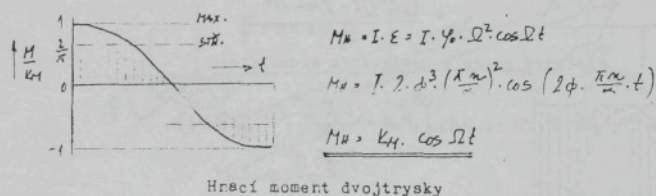
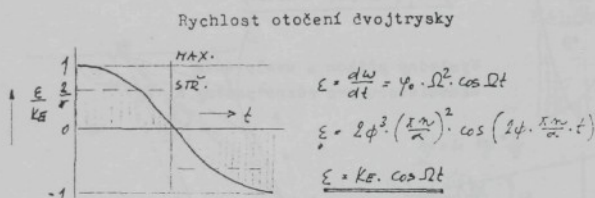
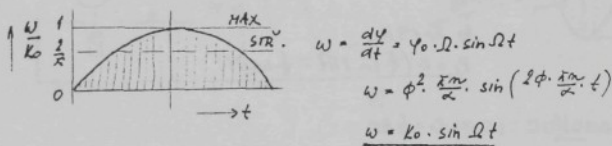
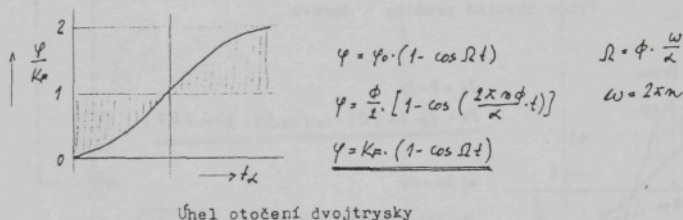
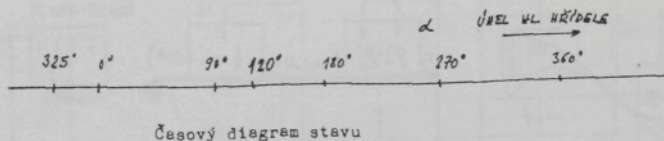
Obr. 2-9: Vliv vůli na přesnost mechanismu
 ↑ - vliv jednotkových chyb
 ↓ - změny délek jednotlivých členů
 ⇓ - výsledná vůle na výstupním členu



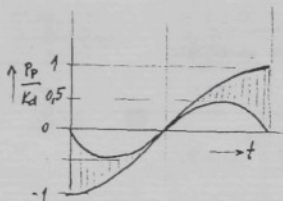


Obr. 2-10: Otačení dvojtrysky - nová a stará tryska ↓
- časování stroje ↑



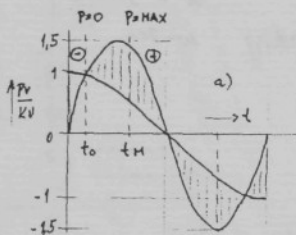


Obr. 2-11: Otáčení dvojtrysky (2 listy)
 - průběh kinemat. a dyn. veličin
 - potřeba práce a příkonu (%)



$$P_p = K_d \cdot \left(\cos \Omega t - \frac{1}{2} \sin 2\Omega t \right)$$

Výkon zkrutné pružiny - úprava



$$P_r = P - P_p$$

$$P_r = K_p \cdot \sin 2\Omega t - K_d \cdot \left(\cos \Omega t - \frac{1}{2} \sin 2\Omega t \right)$$

$$a) K_p = K_d$$

$$P_r = K \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot \sin 2\Omega t - \cos \Omega t \right)$$

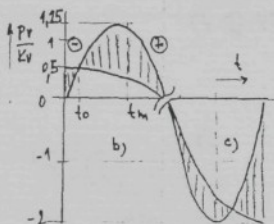
$$b) K_p = 2K_d$$

$$P_r = K \cdot \left(\frac{5}{2} \cdot \sin 2\Omega t - \frac{1}{2} \cos \Omega t \right)$$

$$c) K_p = \frac{1}{2} K_d$$

$$P_r = K \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \sin 2\Omega t - 2 \cos \Omega t \right)$$

Výsledný příkon s uvažováním akumulátoru pro různé poměry $K_p : K_d$



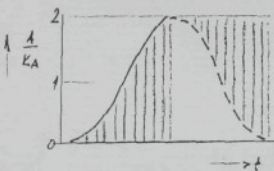
$$dA = \int_0^t P_r dt$$

$$A = \frac{K_p}{2\Omega} \cdot (1 - \cos 2\Omega t) - \frac{K_d}{2\Omega} \cdot \left(\frac{1}{2} \sin 2\Omega t - \frac{1 - \cos 2\Omega t}{2} \right)$$

pro $K_p = K_d$ je

$$\begin{aligned} \frac{A \cdot 2\Omega}{K} &= \frac{3}{2} \cdot (1 - \cos 2\Omega t) - \frac{1}{2} \sin 2\Omega t \\ &= \frac{3 \sin^2 \Omega t - 2 \sin \Omega t}{2} \end{aligned}$$

Výsledné práce s uvažováním akumulátoru

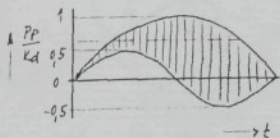


$$\begin{aligned} A &= \int_0^t P_r dt = \frac{I \cdot \varphi^2 \cdot \Omega^2}{4} \cdot (1 - \cos 2\Omega t) \\ &= \frac{I \cdot \varphi^2 \cdot \Omega^2}{2} \cdot \sin^2 \Omega t \end{aligned}$$

$$A = I \cdot \frac{\varphi^4}{2} \cdot \left(\frac{I \cdot \varphi^2}{K} \right) \cdot \sin^2 \left(2\varphi \cdot \frac{\bar{\omega}_0}{\omega} \cdot t \right)$$

$$A = K_A \cdot \sin^2 \Omega t$$

Práce k otočení dvojtrysky

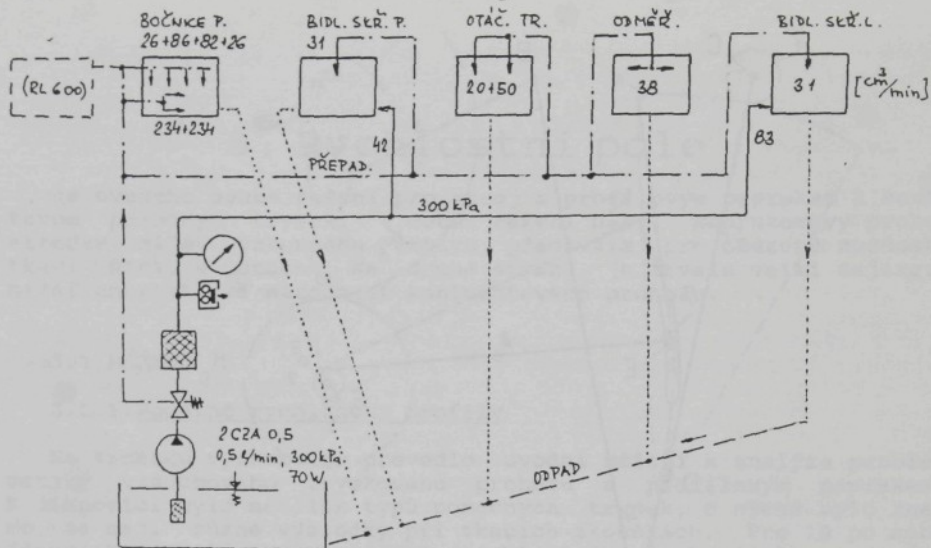


$$P_p = M_p \cdot \omega = \frac{E \cdot I_p}{K \cdot D \cdot \bar{\omega}} \cdot \varphi(t) \cdot \omega(t)$$

$$P_p = \frac{E \cdot I_p}{F \cdot D \cdot \bar{\omega}} \cdot \frac{\varphi^3}{2} \cdot \frac{\bar{\omega}_0}{\omega} \cdot \left[\sin \Omega t - \frac{1}{2} \sin 2\Omega t \right]$$

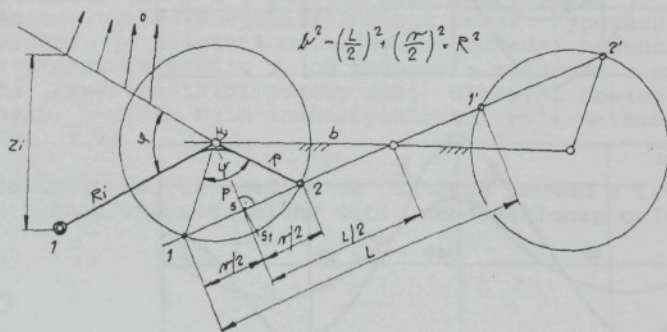
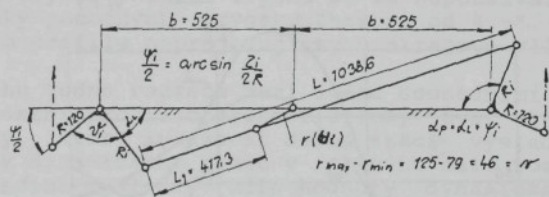
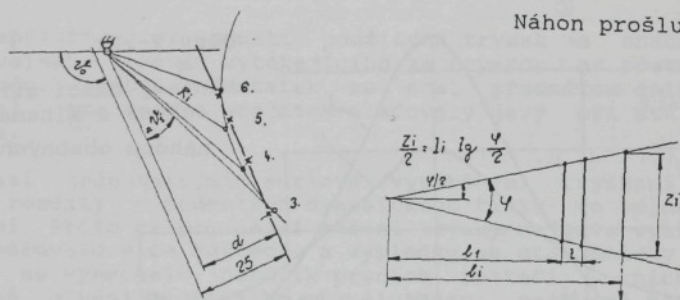
$$P_p = K_d \cdot \left(\sin \Omega t - \frac{1}{2} \sin 2\Omega t \right)$$

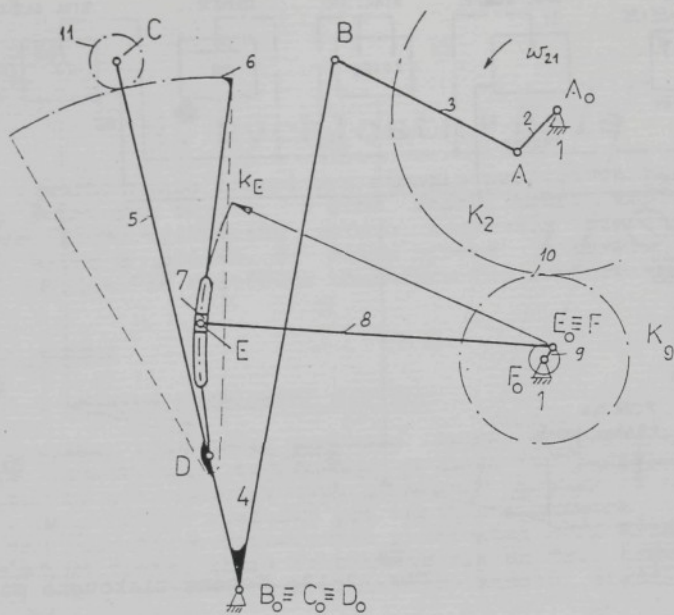
Výkon zkrutné pružiny



Obr. 2-12: Schéma tlakového mazání ↑

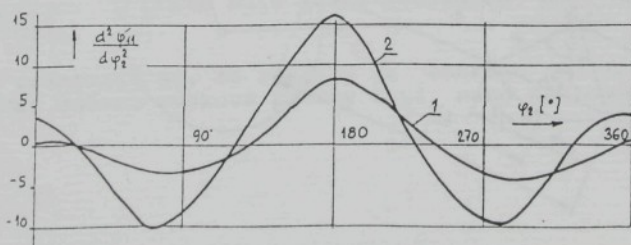
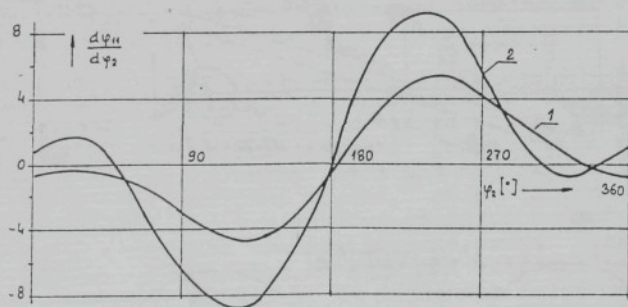
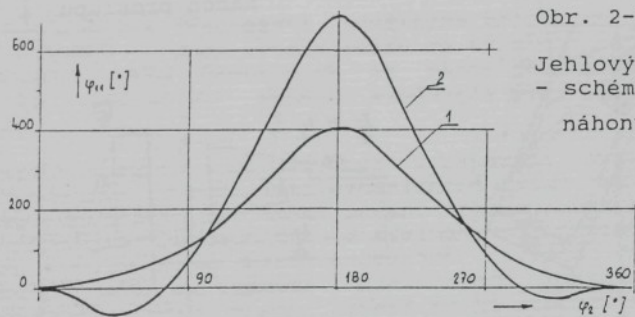
Náhon prošlupu ↓





Obr. 2-13:

Jehlový tkací stroj
- schéma a kinematika
náhonu ohebných jehel



3. Rychlostní pole

Je uvedeno pouze řešení pro stroj s profilovým paprskem a soustavou pomocných trysek. V době řešení nebyl konfuzorový prohoz středem zájmu výzkumného ústavu, především pro omezené možnosti tkací šířky a otáček. Na druhé straně je trvale velmi zajímavá nižší energetická náročnost konfuzorového prohozu.

3.1 MĚŘENÍ

3.1.1 Podélné rychlostní profily

Na začátku výzkumu se provedlo úvodní měření k analýze problematiky vzduchového tryskového prohozu s profilovým paprskem. K dispozici bylo několik typů pomocných trysek, o nichž bylo známo, že mají různé výsledky při tkacích zkouškách. Pro 10 po sobě jdoucích roztečí se proměřovalo rychlostní pole Prandtlovou sondou dynamického tlaku, která se přesunovala na tzv. traverzovací přímce, tj. zde v podélné ose prohozního kanálu. Hlavní zjištěné výsledky jsou [3.21]:

- Nepříznivou vlastností použitých trysek je značná závislost směru volného proudu vytékajícího za tryskou na přetlaku vzduchu v přívodu. Tento nedostatek se stal předmětem dalšího výzkumu (kap. 4), zde se pro začátek sledovaly jevy při stálém přetlaku 300 kPa.

- Mezi jednotlivými sériově vyráběnými tryskami se zjistily značné rozdíly v hodnotách dynamického tlaku ve volném proudu za tryskami. Proto se pro další měření trysky nejprve vyřídily, poté se proměřovalo více roztečí a výsledky se statisticky zpracovaly. Přitom se vynechalo několik prvních roztečí, v nichž je zřejmé postupné plnění prohozního kanálu resp. postupné sčítání účinků jednotlivých trysek. Hlavní tryska se tu nepoužívala, aby nezkreslovala účinky pomocných trysek. Zhruba od 4.-5. rozteče se již v rychlostním profilu neprojevují tyto okrajové vlivy.

- V průběhu jedné rozteče mezi dvěma sousedními tryskami má naměřený rychlostní profil charakteristický tvar vlny [3.23, 2.17]. U typu trysky, který vykazoval dobré tkací výsledky, se naměřily vyšší hodnoty dynamického tlaku v průběhu celé rozteče. Tryska se špatnými tkacími výsledky měla hodnoty dynamického tlaku nižší. Změnou výškového seřízení trysek, příp. jejich natočením, se zvýšily dynamické tlaky i u původně špatných trysek.

Z těchto výsledků vychází logická první hypotéza, že pro kvalitní prohoz je důležitá co nejvyšší střední hodnota dynamického tlaku v prohozním kanálu s co nejmenším zvlněním v průběhu měřené rozteče. Experimentální postup musí sledovat postupně vliv mnoha proměnných, a proto byla snaha rychlostní pole matematicky modelovat (odst. 3.2).

- Prokázalo se, že rozdíly ve směrech proudu z trysek lze eliminovat změnou výškové polohy ústí nebo náklonem celé trysky. Při

konkrétním řešení zástavby trysek do stroje je však třeba dbát na řadu omezujících podmínek:

- vysoko umístěná tryska naráží na rozpínkový žlab a pozdě se vynořuje z osnovy, takže ve tkanině může vzniknout pruhování po osnově;
- nízko umístěná tryska zkracuje možný interval prohozu;
- příliš nakloněná tryska shrnuje osnovní nitě k jedné straně, což působí technologické potíže;
- tryska blízko paprsku znamená vyšší namáhání osnovních nití, které při změnách průslupu špatně obcházejí těleso trysky i spodní oblouk třtin profilového paprsku;

Vliv polohy hlavní trysky není zanedbatelný. Optimální je taková poloha ústí, aby rychlost volného proudu za hlavní tryskou plynule přecházela do zvlněného rychlostního profilu, vytvářeného soustavou pomocných trysek. K tomu je třeba určité vysunutí osy hlavní trysky směrem ven z osy prohozního kanálu. Je-li tryska umístěná u dna kanálu, pak na podélné ose existuje určitá oblast s nulovou rychlostí, kde útek není poháněn - proud se tu částečně odcloní první třtinou profilového paprsku.

3.1.2 Příčné rychlostní profily

Útek při prohozu neprolétá jen osou prohozního kanálu, ale prakticky celým jeho průřezem. Kontrolně se proto měřily i příčné rychlostní profily na celé soustavě 5x5 traverzovacích přímek, rovnoběžných se směrem prohozu v síti po 1 mm.

Výchozí traverzovací přímka, na které se měřilo, je 3 mm od vnitřní i horní hrany kanálu profilového paprsku. Je to osa válce o průměru 6 mm, vepsaného do kanálu tvaru "U". Kontrolně se sledoval vliv změny polohy této traverzovací přímky z odst. 3.1.1 o $+1$ a $+2$ mm od původní polohy ve směrech obou příčných souřadných os. Toto 25 násobné zvětšení rozsahu měření se z časových důvodů uskutečnilo jen pro jedinou konfiguraci tkacího paprsku a pomocných trysek [3.31, 3.35, 3.41, 3.42]

Výsledné příčné rychlostní profily v průběhu jedné rozteče (80 mm) mezi tryskami jsou velmi zajímavé. Počáteční profily ukazují dozrívání proudu z předchozí trysky, maximum rychlosti tu je ve vnitřním horním koutu prohozního kanálu. Výrazný příčný rychlostní gradient postupně slábne, až ve vzdálenosti 40 mm ve vnitřní části trysky, u které se s měřením začalo. Gradient rychlosti tu obrací svůj smysl a vzrůstá, celý profil se vyplňuje, až se postupně přetvoří ve výchozí stav. Tento charakter příčných rychlostních gradientů je typický pro různá zařízení i nastavení trysek. V detailech se jednotlivé varianty odlišují.

Nabízí se další hypotéza, zda prohozovaný útek nesleduje místa maximální rychlosti v jednotlivých řezech, se sklonem k nestabilitě polohy v místech málo výrazných příčných rychlostních gradientů.

3.1.3 Vliv tkacího paprsku

Na rychlostní pole v prohozním kanálu profilového paprsku působí řada složitých vlivů:

- Postupný zánik volného proudu za ústím pomocné trysky v důsledku interakce s okolím.
- Únik části proudu mezi třtinami profilového paprsku a odraz další části proudu od tvarovaných třtin paprsku.
- Skládání kuželovitého volného proudu za pomocnou tryskou s proudem vytvořeným v prohozním kanálu předchozími tryskami a deformovaným tkacím paprskem.
- Účinek volného proudu za hlavní tryskou na volné proudy za několika prvními pomocnými tryskami.

Výše popsaná měření odpovídala reálnému stavu, tj. s působením všech uvedených jevů. Pro následný teoretický rozbor (odst. 3.2) se provedlo shodné měření též bez paprsku, tj. jen volné proudy za soustavou pomocných trysek.

Podle očekávání je vliv tkacího paprsku posilující, ovšem toto zesílení dynamických účinků proudu není všude stejné:

- Je-li sonda dynamického příměru v kuželu volného proudu za pomocnou tryskou, je zesilující vliv paprsku malý, asi 10%.
- Je-li sonda mimo tento kužel, je zesilující vliv paprsku značný a místně proměnný, proti soustavě volných proudů až o 100% vyšší.

Obdobné poznatky se zjistily na všech 25 měřicích osách, na nichž se měřilo. Charakter závislosti zůstal ve tvaru typické vlny, pouze se v určitém rozsahu mění procento zesílení a poloha jednotlivých vln, tj. jejich fázový posun. Poměr hodnot změřených dynamických tlaků s tkacím paprskem a bez paprsku se v dalším nazývá korekční funkce.

Pro sledovanou konfiguraci pomocných trysek a tkacího paprsku se pro snadné početní zpracování nahradily diskrétní změřené hodnoty prvními členy Fourierova rozvoje, takže u každé vlny ve tvaru kosinusovky se stanovila její střední hodnota, amplituda i fázový posun. Tyto jednoduché matematické funkce jsou si na všech 25 měřicích osách navzájem podobné, tj. ve tvaru vlny, liší se však svými středními hodnotami, amplitudami a fázovým posunem.

Rovněž následně určované korekční funkce jsou si vzájemně podobné, liší se v závislosti na poloze konkrétní traverzovací přímky. Nevýhodou je, že jsou závislé na konkrétní konfiguraci měření - druh tkacího paprsku a pomocných trysek, jejich nastavení a seřízení. Lze je tedy získat jen vyhodnocením poměrně zdlouhavého a obsáhlého měření.

3.1.4 Laserový anemometr

Proměření různých konfigurací pomocných trysek (typ, nastavení, seřízení) a profilového paprsku (typ, dostava) představuje velké množství monotónní práce:

- Orientačním měřením v ose prohozního kanálu se vyloučí příp. nevhodné trysky (ucpané, špatně nastavené apod.) a poté tryska průměrných vlastností. Pro min. 10 roztečí po 80 mm s krokem po 5 mm vychází 160 měření.

- Ve zjištěné průměrné rozteči se proměří celý objem prohozního kanálu - celkem 25 měřicích os, na každé 16 bodů, celkem 400 měření.

- Vektor výtokové rychlosti za pomocnou tryskou je určen polohou jejího ústí (3 souřadnice) a dvěma úhly - třetí se předpokládá jako konstrukční konstanta.

Je tedy zřejmé, že i pro velmi omezený rozsah experimentu bude

počet měření značný.

Při měření se využilo dostupného jednosložkového laserového anemometru (LDA) s počítačovým sběrem a vyhodnocením dat, s automatickým programovatelným nastavováním polohy měřicí sondy ve všech 3 souřadných osách a s následným počítačovým zpracováním souborů dat do přehledných grafů [2.10, 2.11, 2.16, 3.30, 3.51, 6.9]. Tato podpora experimentu počítačem činí úmorné měření a zpracování výsledků příjemnějším.

Obecnou předností této metody je její přesnost a to, že se do měřeného proudu nevkládají žádná hmotná čidla, která vždy proudění narušují.

Úpravou optiky se umožnilo i velmi významné měření jen 1 mm od stěny prohozního kanálu, tvořeného soustavou slabých tvarovaných plechů, tzv. trtín.

Číselné hodnoty rychlosti, získané pomocí LDA, jsou vesměs mírně nižší než při měření Prandtlovou sondou, ale charaktery průběhů u obou metod souhlasí. Je to vysvětleno tím, že LDA měří přesně složku vektoru rychlosti v požadovaném směru, tj. podél prohozního kanálu, zatímco Prandtlova sonda, umístěná rovněž v ose prohozního kanálu, zaznamenává poněkud vyšší hodnoty. Pro svou určitou směrovou necitlivost (asi 5°) totiž zaznamenává více než činí měřená složka vektoru rychlosti, který bývá právě o několik stupňů natočen vůči ose prohozního kanálu.

Málo obvyklá metoda LDA je vhodná i pro další měření. Konkrétně se vyzkoušelo či připravuje měření rychlosti ve volných prouděch za ústím trysek (hlavní i pomocné), měření v průhledných modelech (vnitřek trysky), metoda světelného řezu (ke globálnímu názoru na tvar a dosah volného proudu), měření nestacionárních dějů (náběh rychlosti po otevření ventilu před tryskou) atd. Určitou nevýhodou je, že používané metody nejsou běžné a je třeba nejprve vždy vyřešit řadu problémů fyzikálních, matematických i technických. Získané výsledky však za to stojí.

Konkrétní použití metody LDA pro účely měření rychlostních polí při vzduchovém tryskovém tkání navrhnul a aplikoval Ing. V. Kopecský v rámci vyhledávacího výzkumu tkání. Popis principů měření a získané výsledky budou obsaženy v jeho disertační práci.

3.2 MATEMATICKÉ MODEL Y

K vytvoření matematického modelu proudění za soustavou pomocných trysek v prohozním kanálu profilového tkacího paprsku vedly dva hlavní důvody: Velmi pracné a rozsáhlé soubory měření (odst. 3.1) a snaha o doplnění výše uvedené matematické optimalizace mechanismů (odst. 2.1) optimalizací proudového pole, takže by se vytvořil komplexní model tryskového prohozu.

Schéma takového proudového pole si lze představit jako souhrn dílčích proudů, vytékajících ze soustavy pomocných trysek do prohozního kanálu ve tvaru "U". Na vstupní straně je navíc účinek hlavní trysky.

3.2.1 Rovinný model

S využitím známých zákonitostí pro rychlostní pole volných

proudů¹⁾ byl sestaven jednoduchý rovinný model proudu v ose prohozního kanálu [3.40]. Použitá teorie neplatí příliš blízko za ústím trysky, ale to zde není na závadu, protože tato část proudu těsně za tryskou se u pomocných tkacích trysek nevyužívá. Rovněž pro velmi velké vzdálenosti teorie neplatí - rychlost v určité vzdálenosti za tryskou vlivem interakce proudu s okolím zaniká, zatímco teoreticky se k nule blíží asymptoticky. Konstanty v použitých poloempirických vztazích pro volný proud se kontrolovaly měřeními příčných rychlostních profilů [2.14, 3.47]. Shoda byla vyhovující.

Model vychází ze způsobu seřizování trysek na stroji: Trysky se natáčí tak, aby sonda dynamického tlaku, umístěná v ose prohozního kanálu v určité vzdálenosti od ústí trysky a orientovaná ve směru osy kanálu, ukazovala max. dynamický tlak. To nastane tehdy, když osa volného proudu bude různoběžná s osou kanálu, na níž se dynamický tlak měří. Z podmínky různoběžnosti vychází možnost použití rovinného modelu.

Posouváním sondy dynamického tlaku podél osy prohozního kanálu po tzv. traverzovací přímce lze určit průběh rozhodující složky vektoru rychlosti, tj. ve směru prohozu. Výpočet lze pak snadno kontrolovat měřením. Jednotlivé trysky jsou rozmístěny v pravidelných roztečích, a tak byla přijata představa, že jejich účinky lze sčítat. Vliv konečného dosahu proudu byl modelován tak, že se sledoval součet proudů za 6 až 8 prvními tryskami a další zvyšování hodnot rychlostí resp. dynamických tlaků se již zanedbávalo.

Výsledky některých zvolených modelových situací se zaznamenaly do tří základních grafů:

- Součet rychlostí postupně za 6 až 8 prvními tryskami.

- Elementární tahová síla vyvozená proudem na úsek útku za předpokladu, že lze použít jednoduchý vzorec pro tahovou sílu

$$F = k \cdot S^{1/2} \cdot c^2 \quad \text{tj.} \quad F \approx c^2.$$

Ke konkrétnímu vyčíslení je tu třeba určit neznámé hodnoty součinitele podélného obtékání k a příčný průřez S útkového vlákna, resp. ke změřeným hodnotám F , c a určit neznámý součin $(k \cdot S)$.

- Integrál, tj. celkovou tahovou sílu od začátku postupně až do konce poslední sledované rozteče.

Ve skutečnosti je třeba při modelování skutečného tahového účinku proudu na útek uvažovat relativní rychlost mezi proudem a útkem ($c - w$). S rostoucí rychlostí útku w se ukazuje, že tam, kde je útek w rychlejší než proud c , vychází smysl tahové síly opačný, tzn. že je útek brzděný a ne poháněný. Model tedy umožňuje určit teoretické meze rychlosti prohozu útku [3.56].

Pro jednodušší matematické zpracování jsou ve výpočtech všechny rychlosti vztaženy k rychlosti proudu v ústí trysky.

3.2.2 Prostorový model a jeho optimalizace

Původní rovinný model, sestavený pro jedinou měřicí přímku v ose prohozního kanálu, byl zobrazen na celý objem tohoto kanálu. Celkem se použilo 5x5 traverzovacích přímek, na nichž se určovaly hlavní složky vektoru rychlosti ve směru prohozu útku. Kontrola měření je uvedena v odst. 3.1.

Pro složité transformaci souřadných systémů volného proudu

a prohozního kanálu, byly sestaveny závislosti mezi 9 proměnnými. Za předpokladu konstantního tlaku v přívodu, průměru otvoru ústí a kvality průtoku otvorem zbývá ještě 5 proměnných - 3 souřadnice a 2 úhly pro jednoznačné určení vektoru proudu z trysky vůči prohoznímu kanálu [3.36].

Při řešení se shodně s odst. 3.1 předpokládá [3.36], že po vyloučení okrajových vlivů v několika prvních roztečích se rychlostní pole v prohozním kanálu "nasytí" a za předpokladu shodných trysek jsou účinky ve všech dalších roztečích stejné. Tento náběh rychlostního pole je patrný i z měření, kde v prvních 4 až 5 roztečích hodnoty rychlosti postupně vzrůstají, a dále jsou již shodné. Výjimkou je jediná tryska, která je asi špatně nastavená či ucpaná (viz odst. 3.1).

Optimalizační metodou, použitou pro mechanismy v odst. 2.1, 2.4, se řešila rovněž optimalizace tohoto proudového pole. Postup hledání je naznačen na grafu, kde je vidět postupné přibližování se výsledků k předepsaným mezním podmínkám [2.18, 3.50, 6.10].

Celá optimalizace má však jeden háček. Aby řešení bylo matematicky zvládnutelné, bylo třeba zanedbat zesilující vliv profilového tkacího paprsku, který se sledoval experimentálně v odst. 3.1. Bylo by možné použít i korekční funkce, získané měřením na jednotlivých traverzovacích přímkách pro konkrétní konfiguraci rozměrů a typ paprsku. Ovšem konfigurace rozměrů se optimalizací teprve hledá a není tedy dost dobře možné předem zadat konstanty, které nakonec nemusí platit.

Závěrem této etapy výzkumu se proto konstatovalo, že optimalizační výpočet, který tak dobře vyhovuje u návrhu mechanismů, se pro optimalizaci proudového pole daného soustavou volných proudů, omezených tvarovou pórezní stěnou, příliš nehodí, protože výsledky mohou být značně vzdálené od reality. Výhodnější tu bude přímá simulace tkacího procesu, během níž se bude pro různá nastavení a seřízení trysek hledat dosažení optimálního výsledku, tj. co nejrychlejší prohoz s co nejmenším rozptylem jednotlivých prohozních časů. Pro první orientaci je však matematické modelování velmi vhodné.

Další podklady citované v kap. 3:

- 1) Chyský, J., Oppl, L.: *Větrání a klimatizace*, SNTL Praha, 1973

Seznam obrázků ke kap. 3:

Obr. 3-1: Podélný rychlostní profil v ose kanálu

- vliv seřízení štafetové trysky
- vliv úhlu proudu (různé typy trysek)
- vliv profilového tkacího paprsku
- vliv polohy hlavní trysky

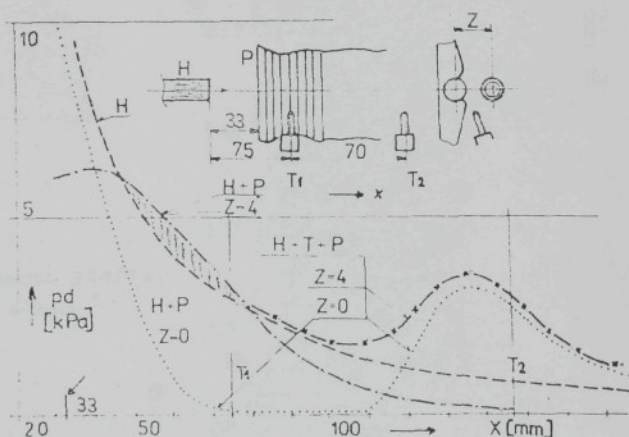
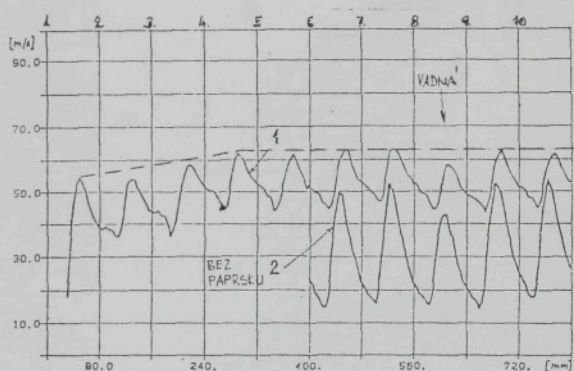
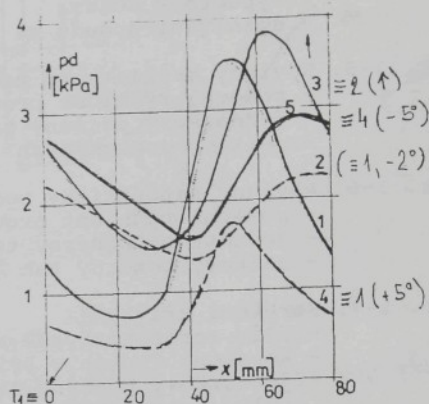
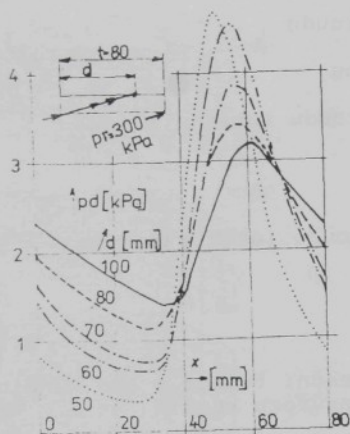
Obr. 3-2: Rychlostní pole v profilovém paprsku - schéma

- příčné rychlostní profily - Prandtlova sonda
- LDA
- detail profilu rychlosti a turbulence (2. list)

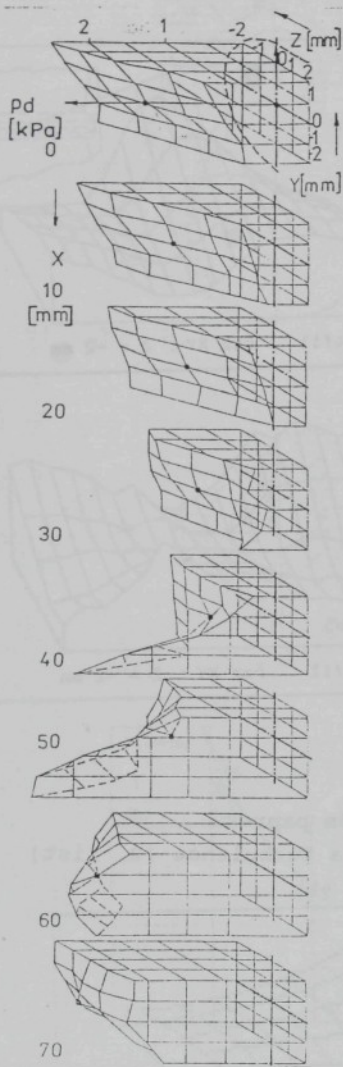
Obr. 3-3: Volný proud za tryskou

- použité vzorce
- kontrola konstant měřením

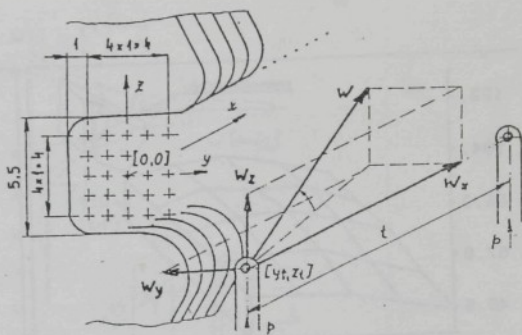
- Obr. 3-4: Rovinný matematický model proudu
- výpočtové schéma
 - dozrívání proudu za tryskou
- Obr. 3-5: Rovinný matematický model proudu (útek v klidu)
- poměrná rychlost proudu
 - jednotkový poměrný tah
 - celkový poměrný tah
- Obr. 3-6: Rovinný matematický model proudu (útek v pohybu)
- poměrná rychlost proudu
 - jednotkový poměrný tah
 - celkový poměrný tah
- Obr. 3-7: Korekční křivky
- vliv seřizení trysek na korekční funkce v ose kanálu
 - korekční funkce v příčném průřezu kanálu
 - jednotkový poměrný tah
(vliv profilového paprsku a rychlosti útku)
- Obr. 3-8: Prostorový matematický model
- schéma a vzorce
 - průběh optimalizace



Obr. 3-1: Podélný rychlostní profil v ose kanálu
 - vliv seřízení štafetové trysky
 - vliv úhlu proudu (různé typy trysek)
 - vliv profilového tkacího paprsku
 - vliv polohy hlavní trysky

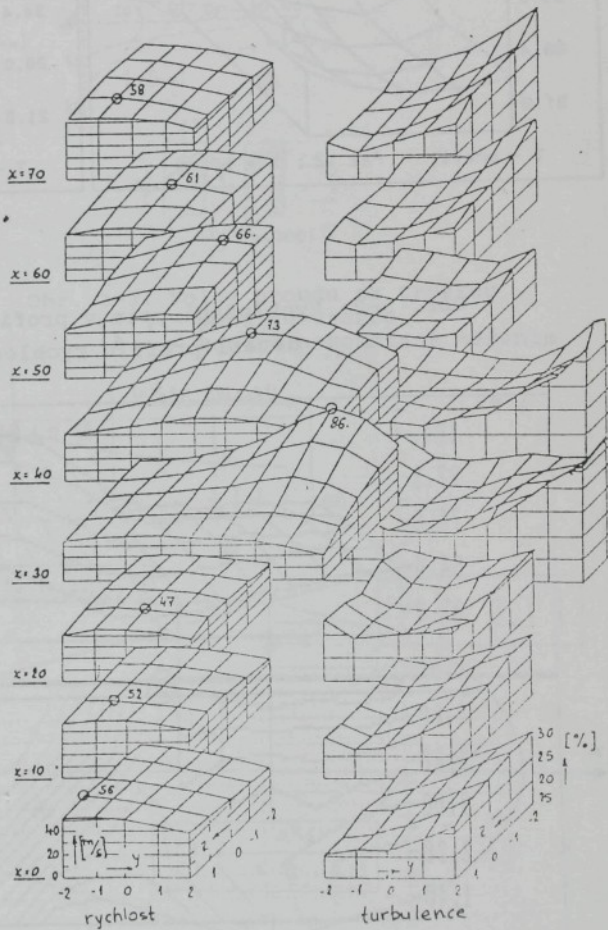


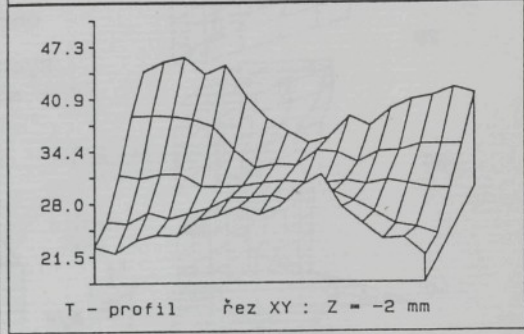
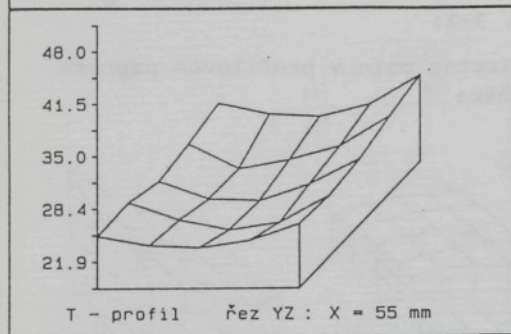
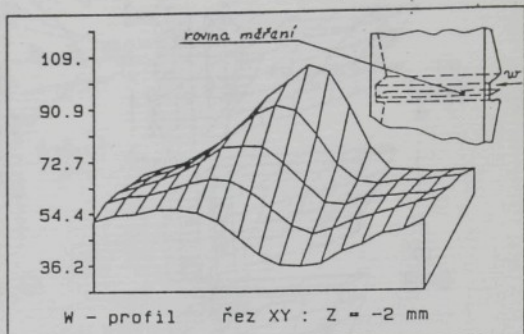
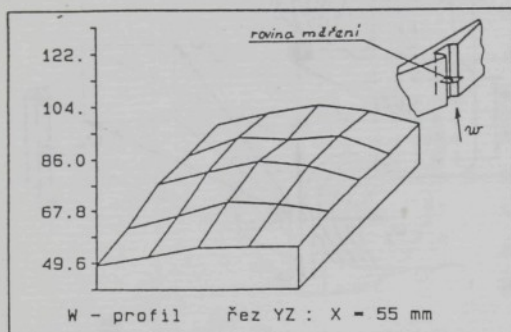
- příčné rychlostní profily
 - Prandtlova sonda ↑
 - LDA →



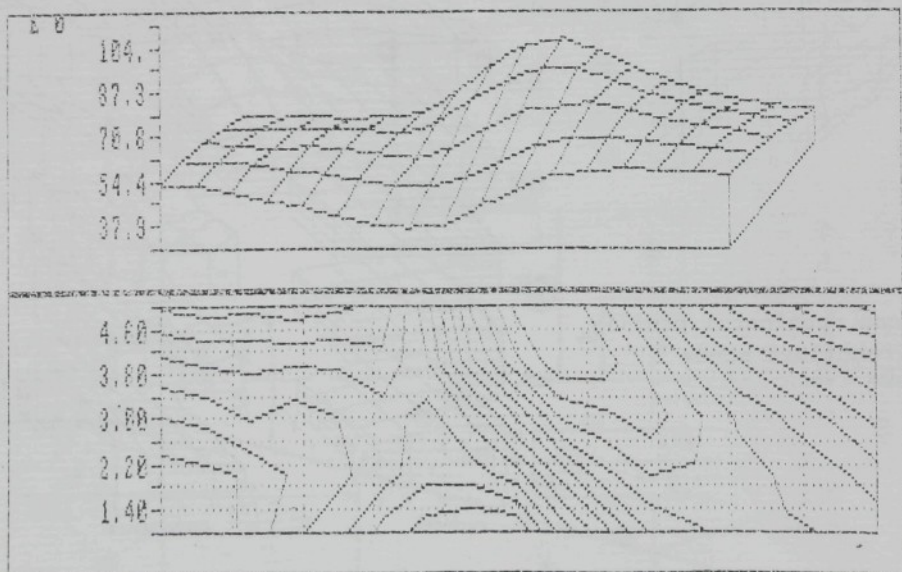
Obr. 3-2:

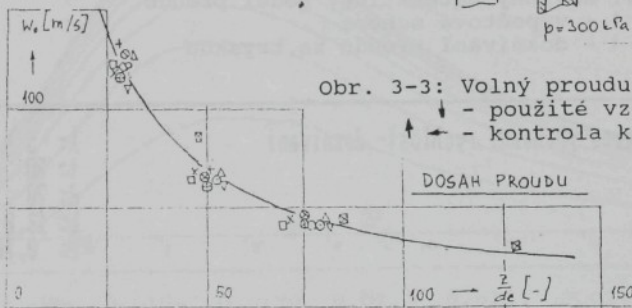
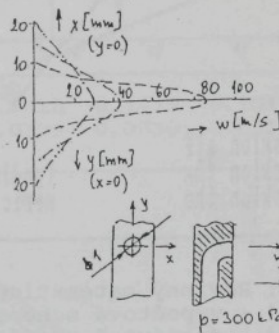
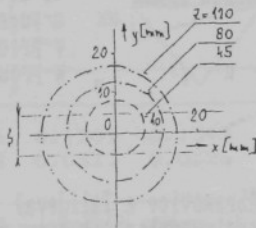
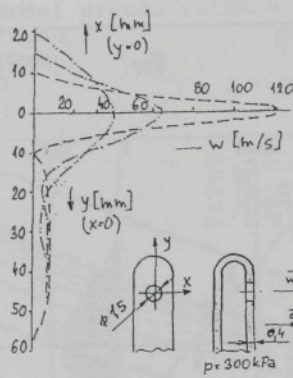
Rychlostní pole v profilovém paprsku
 - schéma ↑





Obr. 3-2: Rychlostní pole v profilovém paprsku
- detail profilu rychlosti a turbulence (2. list)

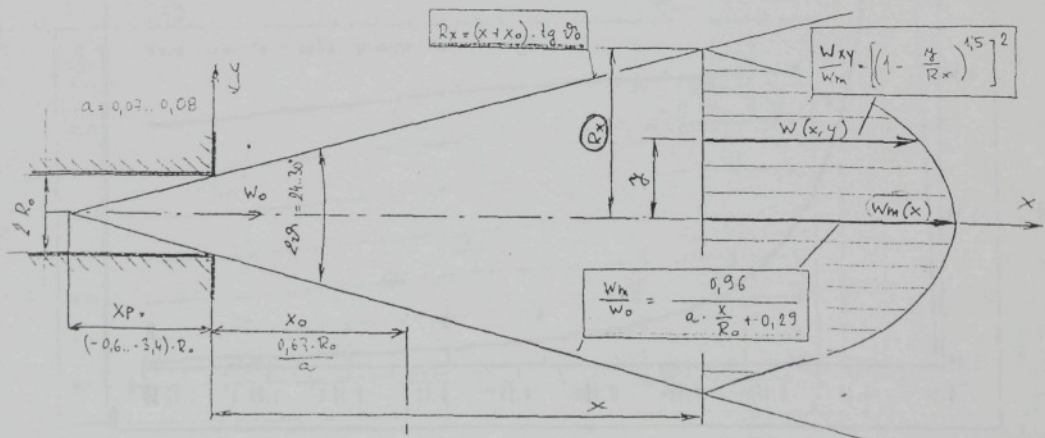


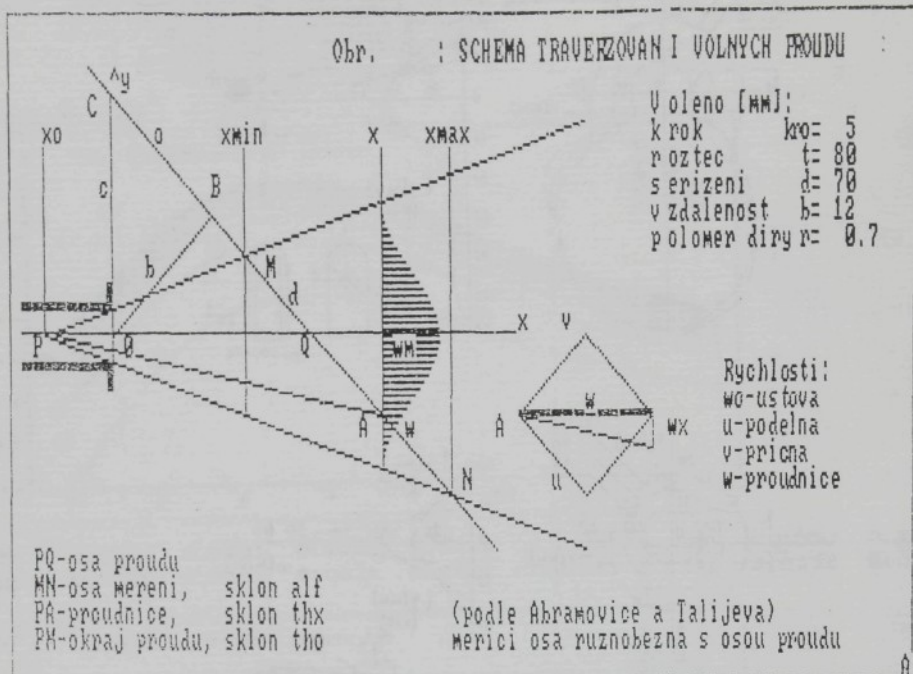


Obr. 3-3: Volný proud za tryskou

↓ - použité vzorce

↑ ← - kontrola konstant měření



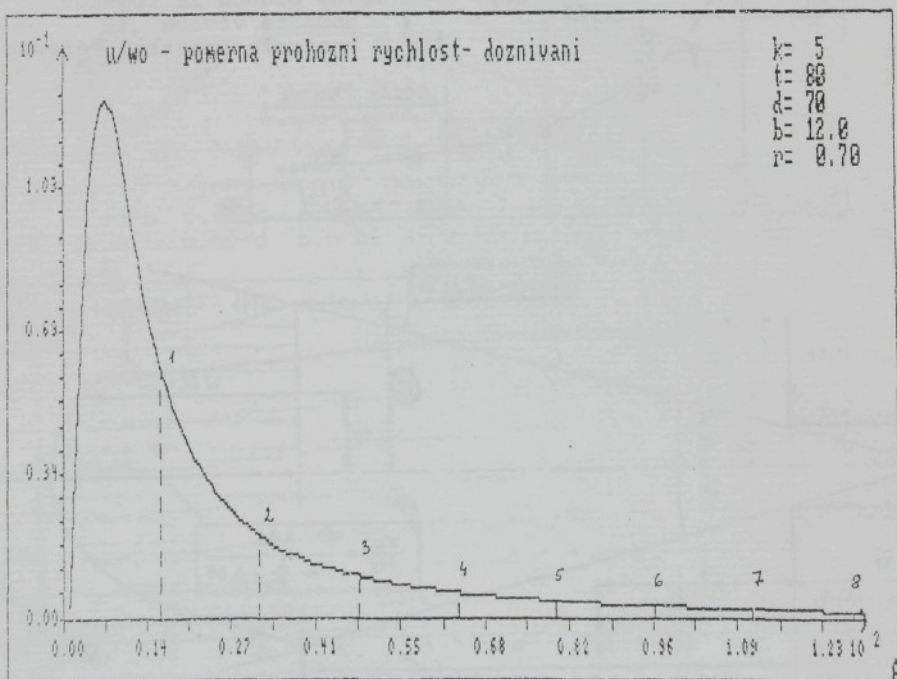


Obr. 3-4: Rovinný matematický model proudu

↑ - výpočtové schéma

↓ - dozrívání proudu za tryskou

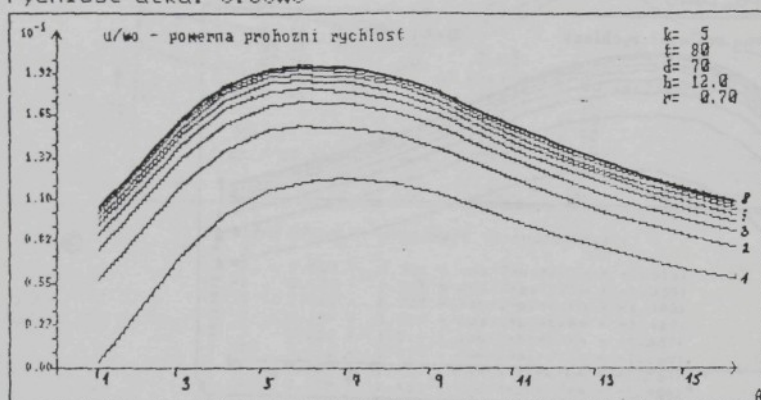
3/4



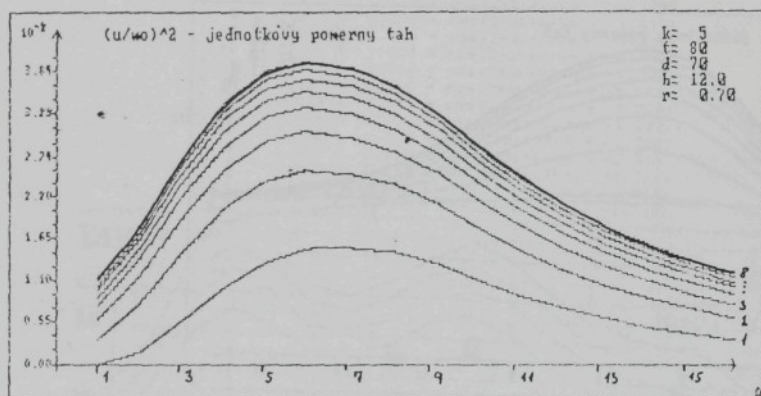
Obr. 3-5: Rovinný matematický model proudu (útek v klidu)

- poměrná rychlost proudu
- jednotkový poměrný tah
- celkový poměrný tah

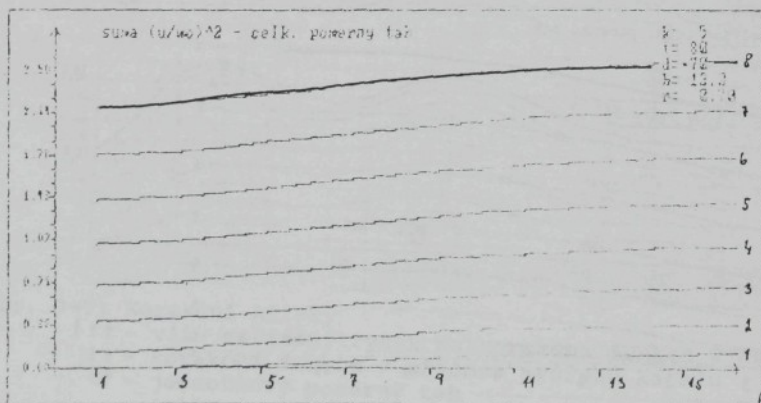
rychlost utku: 0.00w0



str	0.0866	0.1201	0.1343	0.1425	0.1479	0.1519	0.1550	0.1575
odch	0.0338	0.0323	0.0326	0.0329	0.0330	0.0331	0.0332	0.0332



str	0.0086	0.0154	0.0190	0.0213	0.0229	0.0241	0.0250	0.0258
odch	0.0051	0.0075	0.0086	0.0092	0.0096	0.0099	0.0101	0.0103

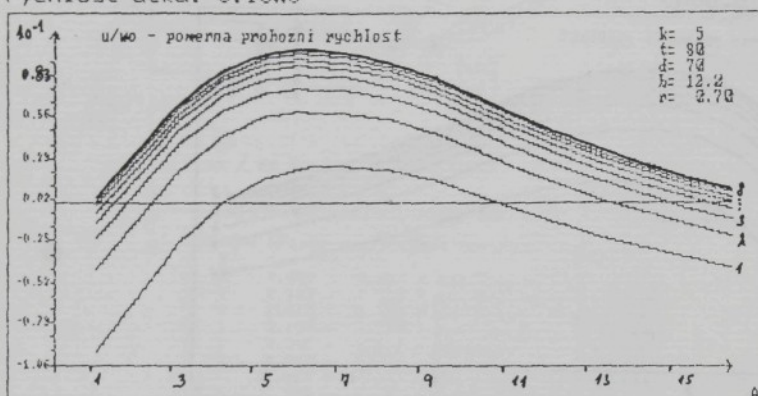


str	0.0741	0.2767	0.5577	0.8644	1.0370	1.6162	2.0103	2.4182
odch	0.0507	0.0866	0.1052	0.1153	0.1249	0.1310	0.1358	0.1398

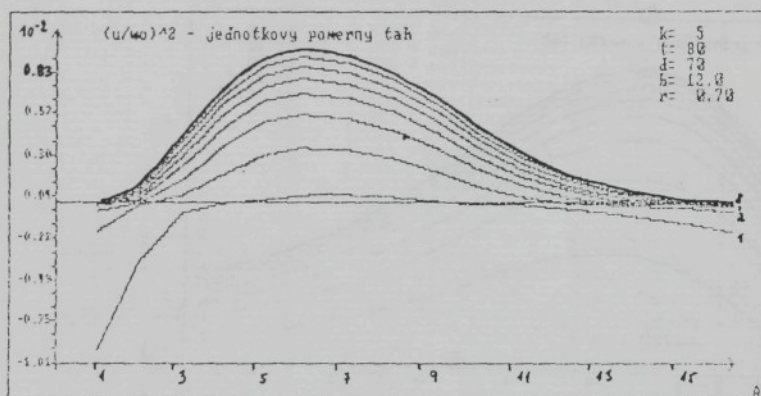
Obr. 3-6: Rovinný matematický model proudu (útek v pohybu)

- poměrná rychlost proudu
- jednotkový poměrný tah
- celkový poměrný tah

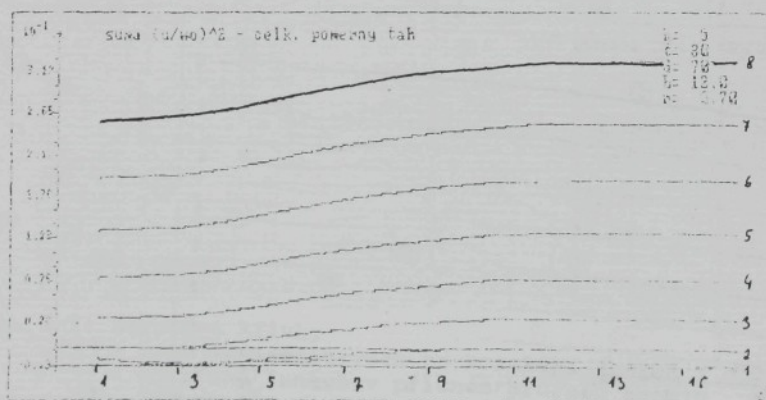
rychlost utku: 0.10w0



str	-0.0134	0.0201	0.0343	0.0425	0.0479	0.0519	0.0550	0.0575
odch	0.0338	0.0323	0.0326	0.0329	0.0330	0.0331	0.0332	0.0332



str	-0.0010	0.0011	0.0021	0.0028	0.0033	0.0037	0.0041	0.0043
odch	0.0024	0.0016	0.0023	0.0027	0.0031	0.0034	0.0036	0.0037

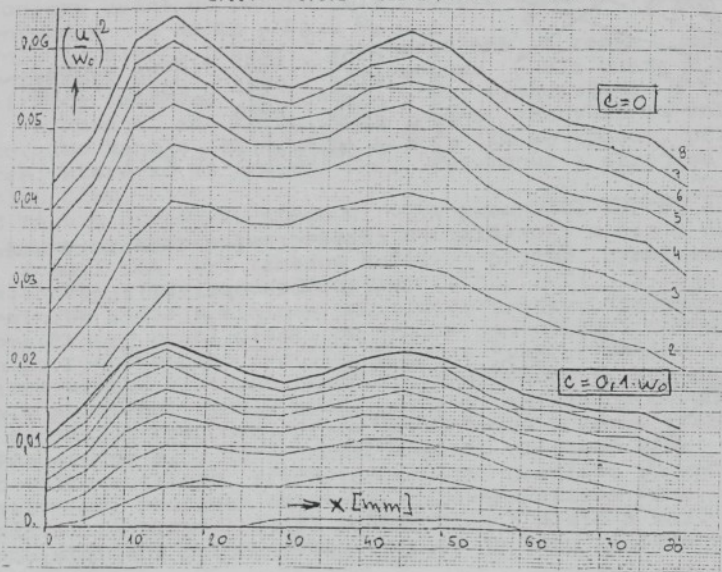
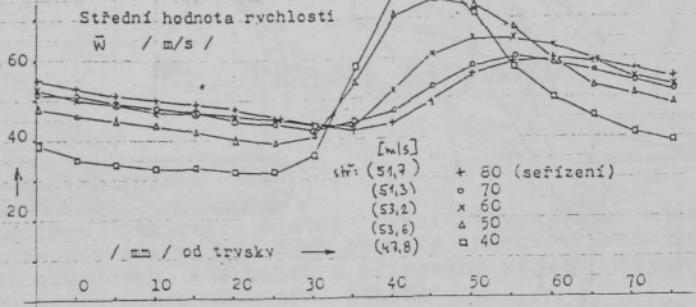


str	-0.0124	-0.0050	0.0228	0.0634	0.1117	0.1702	0.2329	0.3000
odch	0.0015	0.0081	0.015	0.0179	0.0200	0.0210	0.0232	0.0269

Přesně lité trysky (sada 23-3) - korekční funkce v paprsku

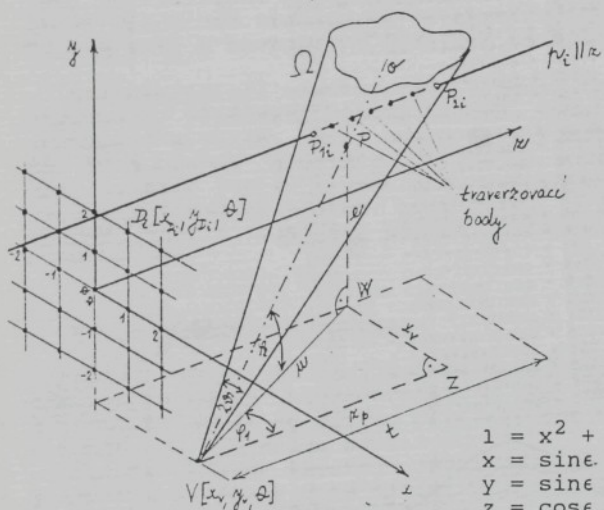
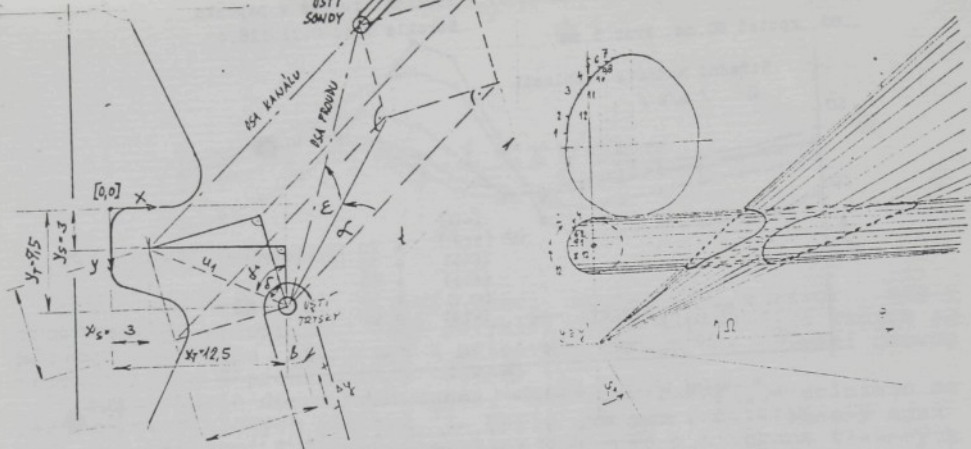
Burckle 116C 0,31 118,4

80. rostež 80 mm, krok 5 mm



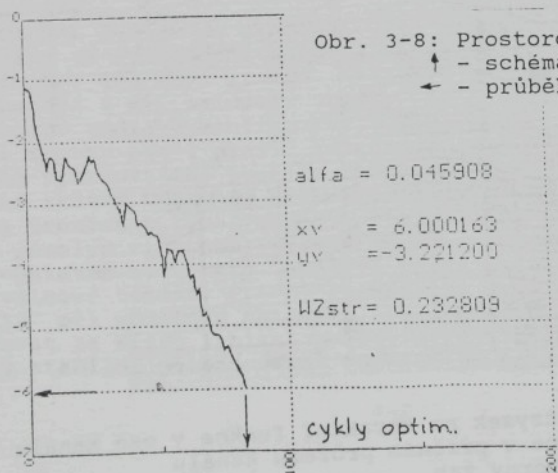
Obr. 3-7: Korekční křivky

- ↑↑↑ - vliv seřizení trysek na korekční funkce v ose kanálu
- ↑↑ - korekční funkce v příčném průřezu kanálu
- ↑ - jednotkový poměrný tah (vliv profilového paprsku a rychlosti útku)



$$\begin{aligned}
 1 &= x^2 + y^2 + z^2 \\
 x &= \sin \epsilon \cdot \sin \beta + \cos \epsilon \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \\
 y &= \sin \epsilon \cdot \cos \beta - \cos \epsilon \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha \\
 z &= \cos \epsilon \cdot \cos \alpha \\
 \Phi_1 &= \arctg(x/z) \\
 \Phi_2 &= \arctg(y/\sqrt{x^2 + y^2})
 \end{aligned}$$

Logarithmus rel. presnosti



Obr. 3-8: Prostorový matematický model

↑ - schéma
← - průběh optimalizace

alfa = 0.045908

xv = 6.000163

yv = -3.221200

WZstr = 0.232809

cykly optim.

4. Tkací trysky

4.1 HLAVNÍ TRYSKA

Principem činnosti hlavní tkací trysky je ejektor, ale v obráceném provedení, než bývá obvyklé. Hnací expandující vzduch se přivádí obvodovou štěrbínou a přisávaný vzduch se přivádí osovou trubicou spolu s prohazovaným útkem.

Obecná teorie dosud není známa, dostupné řešení je založeno na řadě poloempirických postupů¹⁾. Navíc se tam řeší klasický ejektor, tj. zařízení k dopravě tekutiny potrubím a k úhradě tlakových ztrát při tomto transportu. U tkacích trysek se naproti tomu požaduje vysoká a rovnoměrná rychlost ve výstupním průřezu.

Rozhodujícími vlastnostmi hlavní trysky jsou nízká spotřeba vzduchu a hlučnost, vysoká tahová síla a sací schopnost, šetrné zacházení s útkem, pokud možno v širokém rozsahu používaných tlaků. Tyto hlavní podmínky kvalitního a úsporného prohozu se sledovaly na řadě vzorků trysek pro konfuzorový i bezkonfuzorový prohoz [3.20]. Proměnné přitom byly délky a průměry útkové i výstupní trubky, jejich vzájemná poloha, kuželovitost prostoru pro přívod vzduchu atd.

4.1.1 Konfuzorový prohoz

Hlavní tryska tu je jediným hnacím členem k prohozu útku. Expandující vzduch nejen urychluje útek ve vlastní trysce, ale též periodicky uvádí do pohybu celý sloupec vzduchu v prohozním kanálu - konfuzoru - o délce až 1,9 m.

Poloha hlavní trysky, pevně spojené s rámem, spolurozhoduje o teoreticky možné době trvání prohozu - viz odst. 2.1. Prakticky použitelný interval je kratší. Útek, vystupující z trysky, totiž víří a chvěje se, takže může snadno zachytit za vnitřní povrch prohozního kanálu či osovnit a tím se zpozdí, příp. letí ve smyčce, která se už nestačí vždy rozvinout a stroj se zastaví pro nedolet útku.

Z těchto důvodů se sledoval vliv přesnosti výroby a montáže dílů trysky na rychlostní pole za ústím trysky a tím i na víření útku. Pomocí LDA byl získán zajímavý příčný rychlostní profil ve vzdálenosti 2 mm za ústím trysky [2.10, 2.11, 3.30]. Má tvar nesusměrného sedla s minimem poblíž osy trysky. Vzájemným pootočením útkové trubky proti plášti se shodně pootočila i nesusměrnost výstupního rychlostního profilu. Uvedené "sedlo" vzniká tak, že v relativně krátké výstupní trubce za směšovačem trysky se nestačí dokonale promíchat rychlý hnací vzduch, přiváděný obvodovou štěrbínou s pomalým vzduchem, přisávaným osovou útkovou trubicou.

Představme si v této sedlové ploše umístěný útek, idealizovaný jako válcové těleso. Příčný rychlostní gradient tu způsobí rozdílné síly při podélném obtékání takového tělesa. Dno sedla tu lze považovat za místo labilní polohy útku a místo s max. rychlostí za možnou stabilní polohu útku. Protože je toto maximum ve tvaru prs-

tence, je to též zdroj nestability v poloze útku a možná příčina jeho víření v proudu za tryskou.

Rovněž dřívější tzv. šliřové snímky, zviditelňující proud za sériově vyráběnými tryskami [2.1, 2.2, 3.28], ukazují určitou ne-sousost tělesa trysky a vystupujícího proudu.

Tento konstrukční nedostatek lze odstranit několika způsoby [3.6, 3.20]:

- Kratší délka středové útkové trubky, která současně relativně prodlouží směšovací komoru. Současně se měřením zjistilo, že takto upravená tryska má mírně rychlejší prohoz předloženého útku.

- Jiný způsob centrování jádra v plášti trysky - obvodem místo dosavadního dorazu na kolmé čelní ploše.

- Intenzivnější promíchání hnacího tlakového vzduchu s přísávacím, např. pomocí tzv. trubičkové trysky²⁾, která současně do určité míry umožňuje řídit rotaci vystupujícího proudu.

Další konstrukční úpravy trysky - snížení momentu setrvačnosti otočné dvojtrysky, úprava přívodu vzduchu zajišťující menší tlakové ztráty a tím i menší spotřebu vzduchu, jsou uvedeny v kap. 2.

Výsledkem měření sací schopnosti trysek v závislosti na přetlaku napájecího vzduchu pro řadu kombinací útkových a výstupních trubek je to, že pro kvalitní trysku je max. sací schopnost pro přetlak v rozsahu 150..200 kPa. Některé kombinace sají v celém rozsahu tlaků, jiné při určitém přetlaku začínají vyfukovat vzduch zpět útkovou trubkou a některé nenasávají vůbec - jsou pro provoz málo vhodné. Tahová síla s tlakem nejprve vzrůstá, pro přetlaky přes 300 kPa je patrné dosažení maxima.

Z těchto dvou výsledků lze určit, že měrná spotřeba trysky, tj. poměr spotřebovaného vzduchu V k vyvozené tahové síle T (V/T) má své minimum v oblasti kolem maxima sacího efektu. Zvyšování tlaku vzduchu nad tuto mez sice přináší ještě určité zrychlení prohozu, ovšem za cenu neúměrně vysokých nákladů na spotřebovaný stlačený vzduch, vyšší hlučnost, poškozování útku atd.

4.1.2 Prohoz s profilovým paprskem

Pro vyšší výkony, tj. pro větší tkací šířky a provozní otáčky, je vhodnější aktivní prohoz podle původního patentu firmy Te Strake s profilovým paprskem a soustavou štafetových trysek. Za vyšší výkon je třeba zaplatit vyšší spotřebou vzduchu.

Hlavní tryska tu pracuje pouze jako vkladací, nemusí sama plnit celý prohozní kanál vzduchem. Proto je menší než u konfuzorového prohozu a bývá umístěna přímo na začátku tkacího paprsku.

Obdobně jako u trysek pro konfuzorový prohoz se sledovala sací schopnost trysek a tahová síla v závislosti na poloze útkové trubky vůči začátku směšovací komory. Tím se mění jak poloha ústí vzhledem k počátku směšovací komory, tak i průtočný průřez hnacího vzduchu. Protože pro různé přetlaky jsou závislosti podobné, sestavily se souhrnné grafy pro relativní hodnoty měrného tahu $T/T_{\max}$ a měrného přísávání $V/V_{\max}$ [3.20]. Hlavní zjištěné závěry:

- Sací schopnost s tlakem vzrůstá, ale pro vyšší tlaky je již nárůst nepatrný. V závislosti na vzájemné poloze útkové a směšovací trubky má dobře patrné maximum.

- Zpětný výfuk útkovou trubkou při vyšších tlacích dosahuje ur-

čitého maxima při určitém otevření trysky.

- *Spotřeba vzduchu* samozřejmě stoupá s tlakem napájecího vzduchu, v závislosti na velikosti šterbiny mezi útkovou a směšovací trubicou stoupá do určité hodnoty. Malá šterbina má hlavní vliv na regulaci průtoku, při velké šterbině je průtok určen kritickými poměry v přívodu.

- *Tahová síla* s tlakem vzduchu vzrůstá, v závislosti na velikosti šterbiny má zajímavý průběh, a proto se sledovala podrobněji. S postupným otvíráním průtoku tahová síla vzrůstá, po dosažení maxima klesá a ustálí se na asi 60% maxima. Oblast za maximem již není příliš použitelná, protože se tu útek nenasává. Obecně lze říci, že stejné tahové síly lze dosáhnout s malou či větší spotřebou vzduchu a při dobré či špatné sací schopnosti trysky.

- *Měrná spotřeba trysky* je poměr spotřeby a tahu. Minimum této závislosti udává optimální seřízení trysky - bývá to pro menší otevření trysky, než tah dosáhne svého maxima.

Tyto výsledky lze zobecňovat jen opatrně, pro konkrétní konstrukci trysky je třeba pokusy zopakovat a vždy ještě doplnit tkacími zkouškami. Při nich se totiž ukázalo, že nejrychlejší prohoz nastává až při větším otevření trysky, než odpovídá tomuto optimu. Jsou pak méně vhodné pro obsluhu, protože nenasávají.

Vývoj prohozu s profilovým paprskem začal ve VÚTS (dříve Eli-tex) pro tkací stroj se středovým prohozem, u kterého je nutný ohyb útku o 90° před vstupem do trysky. Měřením [3.61] je prokázáno, že takový ohyb prodlužuje dobu prohozu útku až o 30%. S rostoucími otáčkami stroje se musí zvyšovat i střední prohozní rychlost, takže ohyb útku před tryskou tu je vážnou překážkou. V původním provedení (viz též odst. 2.3) bylo proto dosaženo tkacího výkonu jen asi 600 ot/min. při šíři 1,9 m.

Proto byla navržena výrobně velmi jednoduchá tryska s dlouhou výstupní trubicou, ohnutou o 90° a s dostatečnou přímou délkou za ohybem [1.8, 3.31]. V takovém ohybu je útek definovaně obtékán proudem vzduchu na poměrně dlouhé délce, takže vzrůst tahové síly v dlouhé trubce převažuje nad vyšším třením útku o vnitřní stěnu trubky v ohybu. Přebytek tahové síly se využije na vyšší zrychlení útku, se vzrůstem otáček se však tato balance sil postupně obrací. Dostatečná přímá délka za ohybem má příznivý důsledek v tom, že útek vychází dobře vystředěný. Tření útku o stěnu trubky v ohybu potlačí chvění útku za tryskou, přenášející se ze směšovací komory trysky. Pokud je přímá část výstupní trubky za ohybem příliš krátká, nestačí se rychlostní profil proudu, narušený ohybem, přetvořit na souměrný. Útek potom vystupuje mimo osu trubky, příp. při ještě kratší délce nátrubku se na výstupu lomí a sleduje zhruba okraj volného proudu na jeho vnitřní straně (vzhledem k ohybu).

Na kostře stroje se středovým prohozem byl postaven i stroj s bočním prohozem, při zachování středové ohnuté trysky s přívodem útku do trysky shora. Pro tkací výkony přes 800 ot/min. při šířce 1,9 m již tryska nezaručuje plně spolehlivý prohoz, i když bylo krátkodobě dosaženo výkonu 1600 m/min. útku při 1000 ot/min s nevalitním výsledkem tkání.

Přemístění tělesa trysky do osy otáčení podbidelnice [3.55] je z dynamického hlediska teoreticky vhodné, ale prakticky tu vadí rám stroje, takže se opět projeví nepříznivý vliv ohybu útku před tryskou a tkací výkon se dále nezvýšil. Ohnutá výstupní trubka u stroje s bočním prohozem tu ztrácí smysl.

4.1.3 Využití sténového jevu

Využití tzv. sténového (Coandova) jevu k prohozu útku je zajímavá myšlenka. Tryska, založená na tomto principu, připomíná svým konstrukčním uspořádáním hlavní tkací trysku. Expandující stlačený vzduch se přivádí velmi úzkou (0,05 až 0,1 mm) radiální obvodovou štěrbinou, jejíž jedna výstupní hrana je ostrá a druhá zaoblená. Na ostré hraně se proud odtrhne a k oblé hraně přilne, takže se ohne z radiálního do osového směru. Ve středovém otvoru vzniká účinkem tohoto proudění podtlak, takže jedna hmotová jednotka stlačeného vzduchu přisaje z okolí několikanásobek sekundárního vzduchu. Velmi příznivé výsledky se s tímto principem získaly pro různé pomocné účely - pomocná tryska mezi odměřovačem a hlavní tkací tryskou, odsávací tryska na doletové straně, aktivní lamela konfuzoru [3.3, 3.4, 1.4, 1.5]. V konstrukci hlavní trysky rychloběžného tkacího stroje nebyl princip využit proto, že se nehodí pro rychlé periodické děje - velmi úzký výtokový průřez klade velký odpor průtoku a prodlužuje tak náběh rychlosti na provozní hodnotu. Rovněž přenos hybnosti z proudu na útek je málo razantní, takže zrychlení útku nedosahuje potřebných hodnot.

4.2 POMOCNÉ TRYSKY

4.2.1 Aktivní konfuzor

U tzv. aktivního konfuzorového prohozu se též používají pomocné trysky, jejichž účelem je posílit proud v prohozním kanálu, který interakcí s okolím ve větší vzdálenosti za ústím hlavní trysky postupně slábne.

Konkrétně se navrhla a vyzkoušela aktivní konfuzorová lamela, umístěná asi ve 3/4 plné prohozní délky (1,9 m) při 400 ot/min. Výsledek byl velmi dobrý - při stejné kvalitě tkání bylo možno výrazně snížit přetlak vzduchu pro hlavní trysku (méně než 200 kPa), takže poklesla spotřeba vzduchu i kompresní práce.

Na zařízení k měření impulsu proudu procházejícího konfuzorem byla opravena nepřesná závislost mezi ztrátou hybnosti proudu a délkou konfuzoru. Původní údaje³⁾ byly získány pro krátké úseky konfuzoru. Dodatečná měření s konfuzorem o délce až 3 m ukazují změnu původní lineární závislosti na hyperbolickou [3.15]. Bylo by tedy teoreticky možné tkát s konfuzorem a jedinou hlavní tryskou i velké šíře, ale jen s malými otáčkami. Pomocné trysky tu však jsou prakticky nezbytné, jednak ke zvýšení rychlosti a spolehlivosti prohozu, ale hlavně pro eliminaci tíhové síly dlouhého a pomalu letícího útku.

Že jsou v konfuzorovém prohozu ještě rezervy, ukazuje i fakt, že zatímco u nás se tká max. šíře 1,9 m, podařilo se na strojích Nissan, vyrobených podle čs. licence tkát až do šíře 2,4 m.

4.2.2 Štafetové trysky

V souvislosti s hledáním optimálního umístění a seřízení štafetových trysek vůči prohoznímu kanálu (viz odst. 3.2.2) se ukázalo nezbytné zajistit stabilní směr proudu vzduchu, vytékajícího z ús-

ti pomocné trysky. Na počátku vývoje nového stroje byl k dispozici pouze jeden typ jednotvorové trysky, u nichž se zjistila značná změna tohoto směru v závislosti na tlaku vzduchu v přívodu [3.21]. Proto se hledala možná příčina tohoto nepříznivého jevu a následně i možnosti nápravy.

Různé odchylky od teorie (např. tření, odtržení proudu apod.) mají za následek to, že kritický průtok nastává až při tzv. druhém kritickém poměru tlaků, který se liší od teoretické hodnoty. Pro ideální zúženou trysku vychází pro podkritické poměry tlaků známá eliptická závislost mezi poměrem tlaků před a za tryskou a průtokem. Po dosažení kritického poměru tlaků (pro vzduch $p/p_0 = 0,5282$) se již průtok nemění. Skutečné trysky mají charakteristiku podobnou, ovšem max. průtok je vždy menší než teoretický a nastává až pro menší poměr tlaků, tzv. druhý kritický. Pro konkrétní trysku se určí měřením [2.2, 2.6, 3.27].

Visualizace proudění

Zviditelnění volných proudů za tryskou pomocí tzv. šlírových fotografií ukázalo rázové vlny v proudu za tryskou, ale žádné nové poznatky nepřineslo.

Jako další metoda bylo využito zviditelnění proudu ve zvětšeném hydraulickém modelu. I když teoreticky nejsou zcela splněny předpoklady použití této analogie - potenciální proudění hypotetického plynu atd. - byly získány velmi zajímavé kvalitativní výsledky [2.6, 2.10, 2.11, 2.12, 2.13, 2.16, 2.19, 3.21]. Na jejich základě byla stanovena hypotéza, že pro stabilitu směru proudu vzduchu, vytékajícího z ústí trysky, je nutno zabránit odtržení proudu v ostrém ohybu o 90° před ústím a proudění stabilizovat přímým úsekem za ohybem. Výsledkem je tryska, jejíž průtočný kanál se vyznačuje plynulou změnou podélného tvaru i příčného průřezu [1.7, 1.10].

Na základních modelech takových kanálů o délce téměř 40 mm a s příčným průřezem 2x1 resp. 2,5x0,8 mm se stanovilo, že pro stabilitu proudu za tryskou je potřebná délka přímé části za ohybem aspoň jednonásobek výšky kanálu [3.27, 3.34].

Přesné lité trysky

Složitý problém výroby dlouhého a štíhlého kanálu s nepatrným příčným průřezem byl vyřešen přesným litím. Použil se voskový model se zalitým keramickým jádrem, které se po odlití kovu vyleptá [1.9]. Postupně se vyrobilo několik sad takových trysek. Nejprve s kruhovým průřezem, plynule se zužujícím k výstupnímu průměru 1 mm. Na něm se ověřilo, že tak extrémně malý rozměr lze vůbec vyrobit. Další série mají ploché kanály s průřezem shodným se základním modelem. Zde se již sledovala reprodukovatelnost vlastností u celé sady trysek. Lze konstatovat, že tryska, vyrobená podle dokumentace, má všechny požadované vlastnosti. Zbývajícím problémem je technologického rázu - zajistit stabilitu polohy keramického jádra vůči vnějšímu obrysu trysky při liti [2.21, 3.46, 3.63].

Součástí výzkumu je i rozsáhlá patentová rešerše na téma konstruování provedení a způsob výroby štafetových tkacích trysek [3.39].

Nadzvukový kanál

Provedly se i pokusy s tvarem kanálu, který by respektoval běžně používané nadkritické tlakové poměry [3.48]. Ideální tvar s přímou osou se v důsledku ostrého ohybu o téměř 90° výrazně deformuje a je zřejmé, že se též zdeformuje rychlostní pole v ohybu

a těsně za ním. Při nadkritickém poměru tlaků tak vzniknou oblasti se složitými rázovými vlnami. K regulaci výkonu trysek se běžně používá změny napájecího tlaku vzduchu, takže tryska by běžně pracovala v nevýpočtovém režimu, teoreticky opět za vzniku složitých rázových oblastí.

Po řadě různých výpočtů a návrhů byla vyrobena dvě provedení plochého nadzvukového kanálu - souměrné a nesouměrné a kontrolní přímý kanál stále šířky. Hlavní výsledky pokusů:

- V důsledku sekundárních proudů v ostrém ohybu kanálu těsně před ústím, v kombinaci s rázovou expanzí proměnnou podle poměru tlaků na trysce, se směr osy vytékajícího proudu výrazně mění v rozsahu přetlaků do 300 kPa. Pro vyšší tlaky je směr osy proudu poměrně stabilní.

- Shodně s výsledky měření přesně litých trysek se potvrdila nutnost leštění výstupní hrany ústí. I mikroskopické otřepy způsobí změnu směru proudu s tlakem a snížení dynamického účinku proudu.

- Pro přímé i zahnuté kanály se dále zjistilo, že dynamický účinek nadzvukového proudu se proti kanálu stále šířky zlepšuje až při vyšších tlacích, než by odpovídalo teorii. Od jistého přetlaku se nárůst dynamického tlaku v kanálu stáleho průřezu zpomaluje, zatímco v nadzvukovém kanálu dále vzrůstá. Měřením pro přímé kanály s výpočtovým režimem 300..500 kPa se zjistilo, že místo rozdělení obou křivek se s tlakem zvyšuje a že se zvětšuje i rozdíl mezi oběma křivkami.

Na pozorované jevy, které nejsou v souladu s teorií, má zřejmě vliv průtokový odpor v dlouhém a štíhlém kanálu, nerovnoměrné rychlostní pole za ostrým ohybem, nerovnoměrný průběh expanze atd. Prozatím lze říci, že nadzvukový kanál bude mít výraznější opodstatnění až pro větší tlaky napájecího vzduchu, které se ale dosud nepoužívají.

Optimalizovaný kanál

Ve spolupráci s FEL ČVUT v Praze se vyvinul optimalizovaný tvar zakřiveného kanálu. Jeho stěny jsou pomocí počítačové metody tvarované tak, že se zabrání odtržení proudu v ostrém ohybu a tím i průtokovým ztrátám. I když podmínky pro uplatnění použité teorie potenciálního proudění tu jsou splněny jen částečně, jsou dosažené výsledky velmi dobré. Teorie, původně použitá pro kanály s příčným rozměrem o dva řády větším, tu vyhověla [2.21, 3.49, 3.62].

Srovnávací měření trysek

Nové trysky, vyrobené přesným litím, se podrobně porovnávaly vzájemně mezi sebou i s dostupnými tryskami jiných výrobců. Doplněny jsou i výsledky základních modelů optimalizovaných kanálů. Sledovala se především stabilita směru proudu v závislosti na tlaku napájecího vzduchu, kvalita průtoku ústím, charakterizovaná tzv. průtokovým součinitelem či hustotou proudu, dynamický tlak ve vzdálenosti 80 mm za ústím apod. Obecný závěr lze formulovat následovně:

- Stabilita proudu je vyhovující u přesně litých trysek a u víceletvorových trysek (19 otvorů o průměru 0,35 mm).

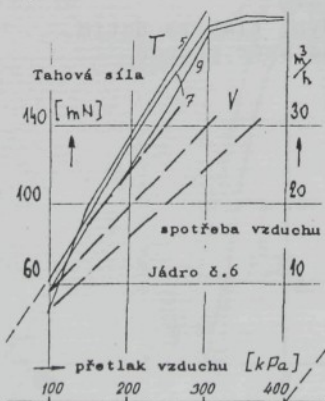
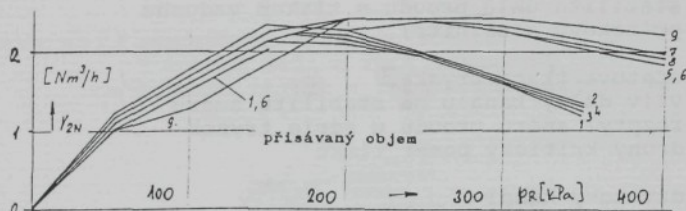
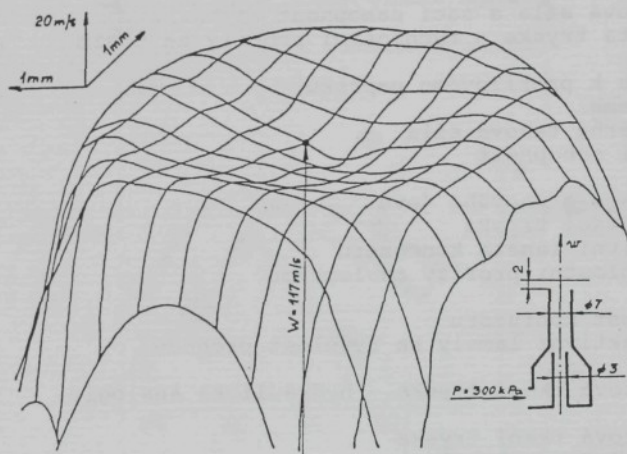
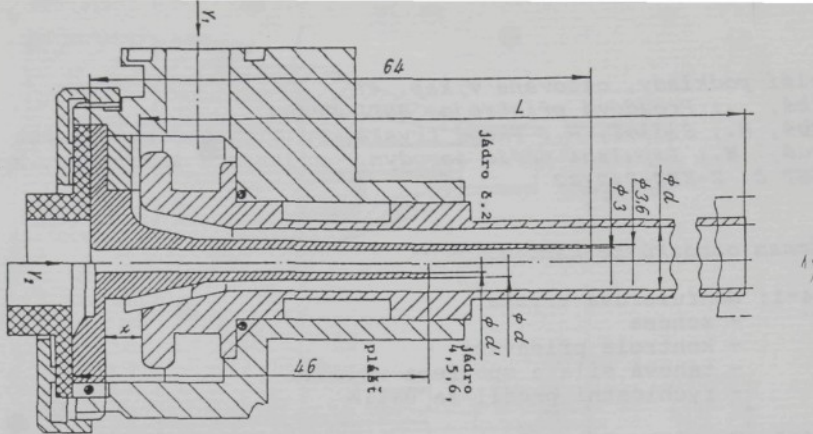
- Průtokový součinitel resp. hustota proudu je nejhorší u klasických jednotvorových trysek, lepší u litých trysek s plochými kanály a u vícevtorových trysek, nejlepší u litých trysek s obýlými příčnými průřezy, a to pro tvar před i po optimalizaci.

Další podklady, citované v kap. 4:

- 1) Hibš, .: Proudové přístroje, SNTL Praha,
- 2) Hruš, M., Šidlof, P.: Tkací tryška, PV 6383-84, PV 6384-84
- 3) Hruš, M.: Impulzní měřič aerodyn. účinnosti konfuzoru, zpráva VŠST č. Z-KEZ-242/82

Seznam obrázků ke kap. 4:

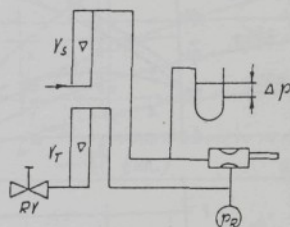
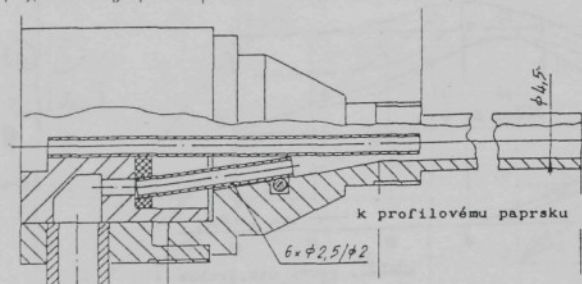
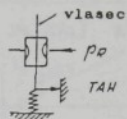
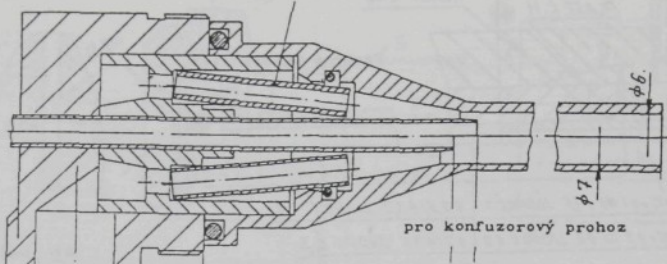
- Obr. 4-1: Konfuzorová tryška
- schéma
 - kontrola přísávání
 - tahová síla a spotřeba vzduchu
 - rychlostní profil za ústím
- Obr. 4-2: Trubičková tryška - schéma
- tahová síla a sací schopnost
 - Zahnutá tryška - rychlostní profily za ústím
- Obr. 4-3: Tryška k profilovému paprsku
- schéma
 - poměrná tahová síla
 - sací schopnost
- Obr. 4-4: Aplikace stěnového jevu
- odsávací tryška
 - aktivní lamela konfuzoru
 - rychlostní profily za lamelou
- Obr. 4-5: Účinnost konfuzoru
- Vliv aktivní lamely na rychlost prohozu
- Obr. 4-6: Štafetová tkací tryška - hydraulická analogie
- Obr. 4-7: Štafetová tkací tryška
- různé tvary kanálu
 - stabilita úhlu proudu s tlakem vzduchu
 - průtokový součinitel
- Obr. 4-8: Štafetová tkací tryška
- vliv délky kanálu na stabilitu směru
 - rozptyl směru proudu u série trysek
 - druhý kritický poměr tlaků
- Obr. 4-9: Nadzvukový kanál
- tvar pro různé výpočtové tlaky
 - vliv výpočtového tlaku na dyn. tlak za ústím
 - vliv leštění ústí a ohybu na směr proudu



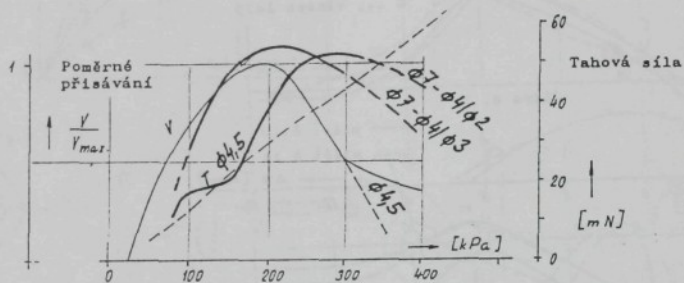
Obr. 4-1:

Konfuzorová tryska

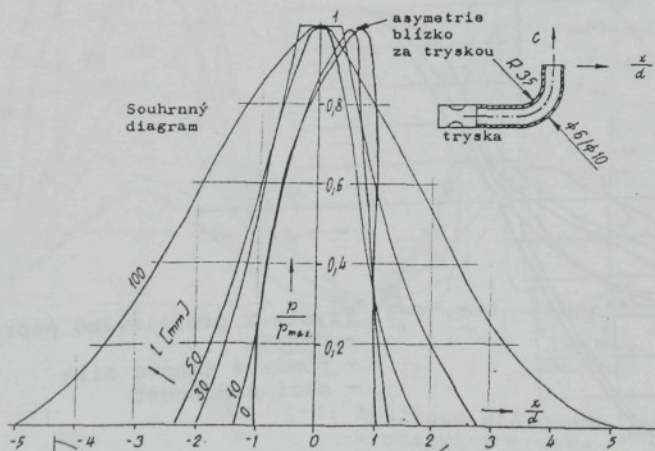
- 1) - schéma
- 2) - kontrola přisávání
- 3) - tahová síla a spotřeba vzduchu
- 4) - rychlostní profil za ústím

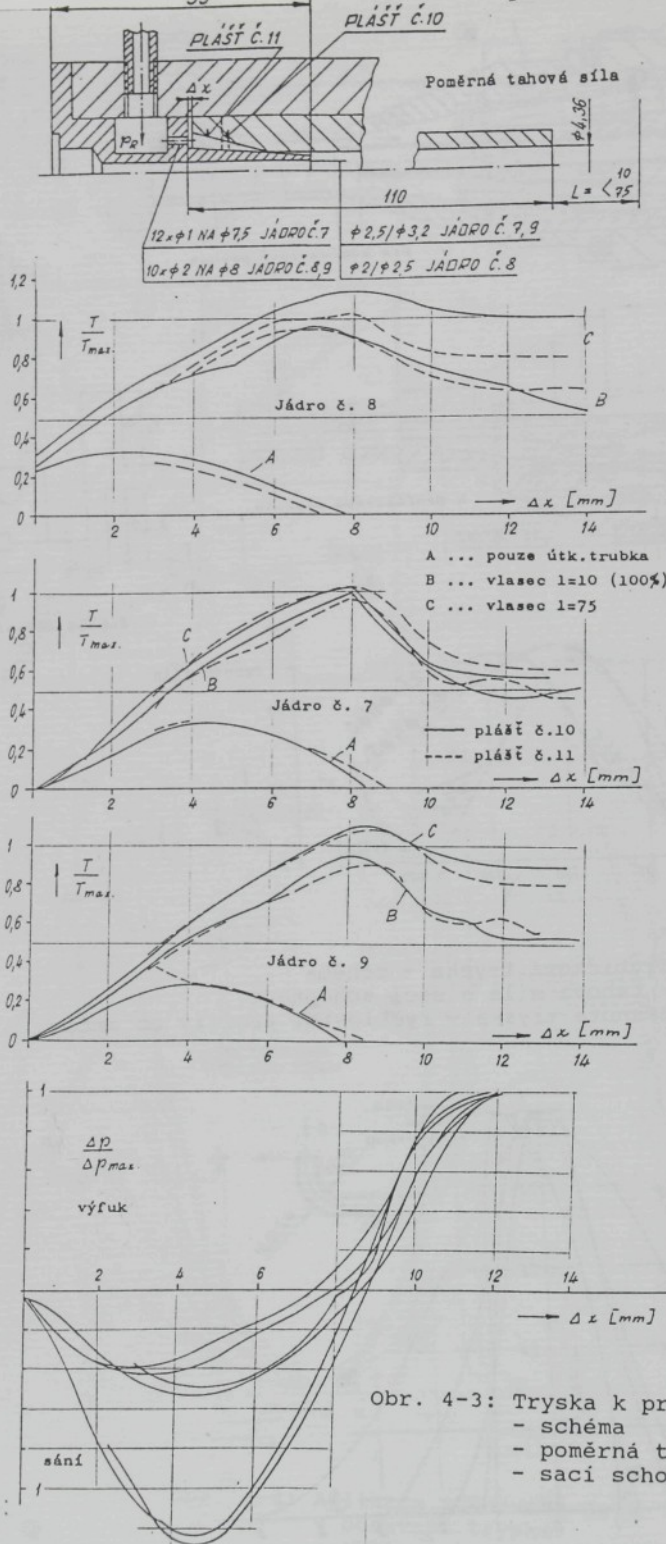


Schema měření

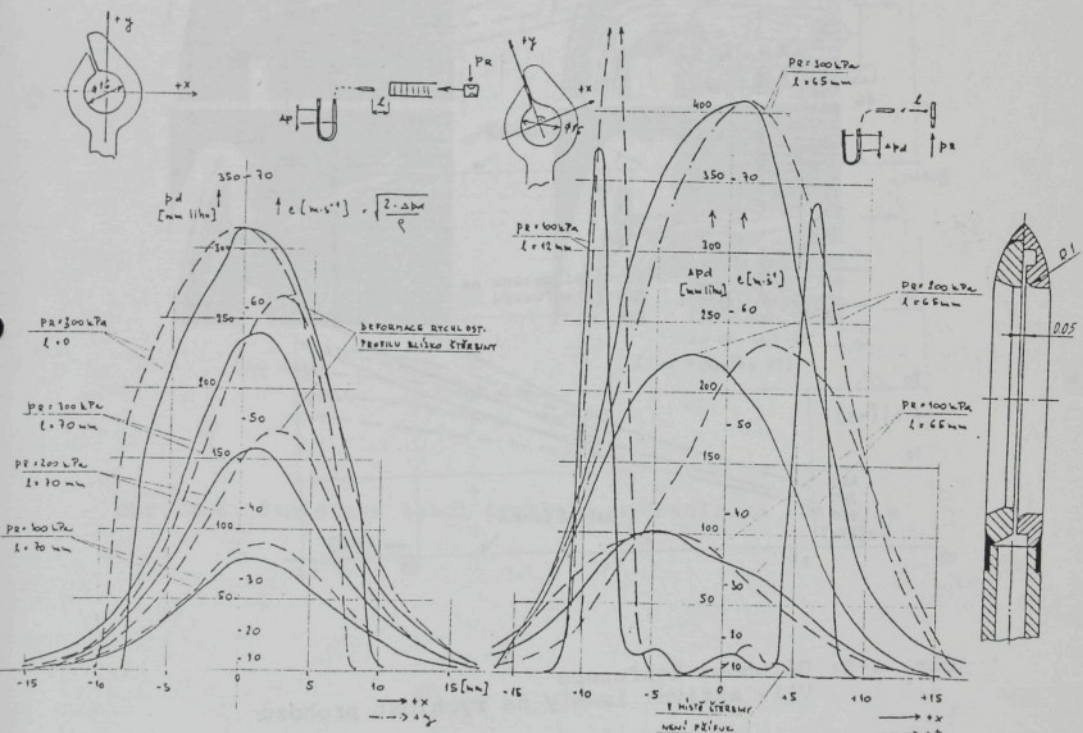
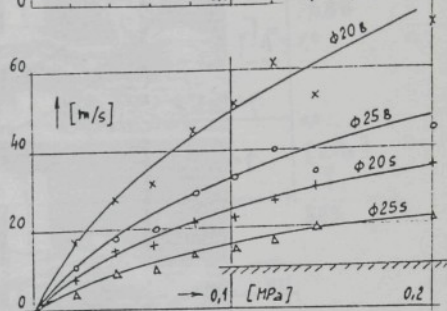
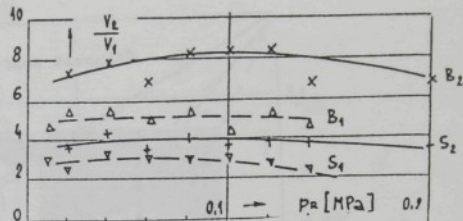
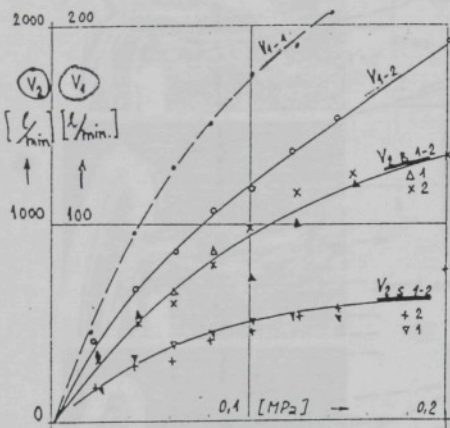
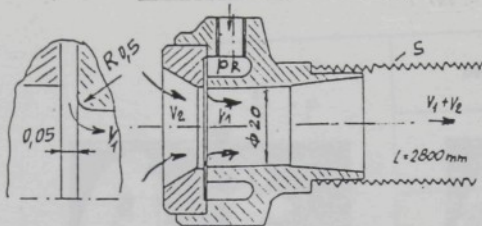


Obr. 4-2: Trubičková tryska - schéma
- tahová síla a sací schopnost
↓ Zahnutá tryska - rychlostní profily za ústím

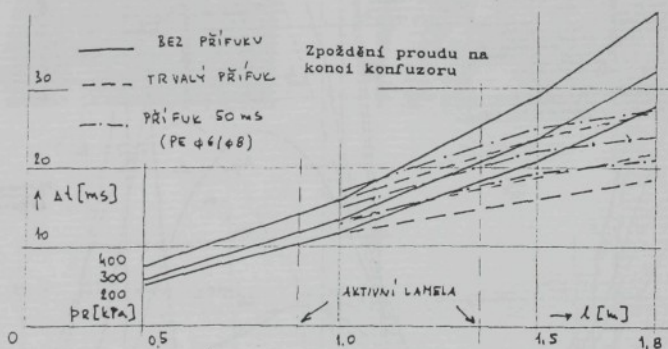
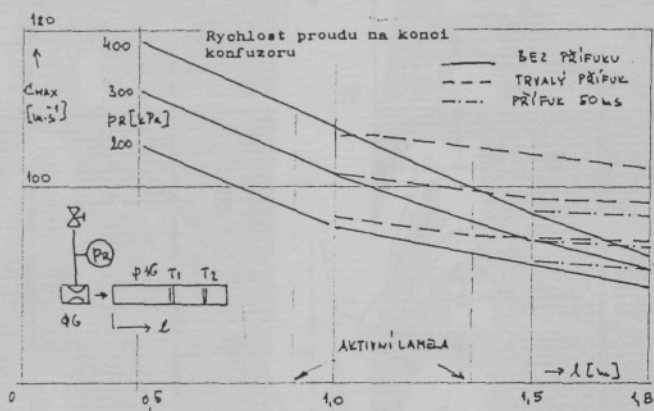
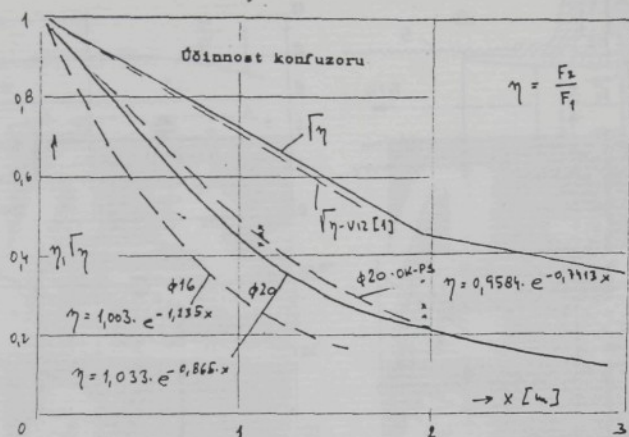




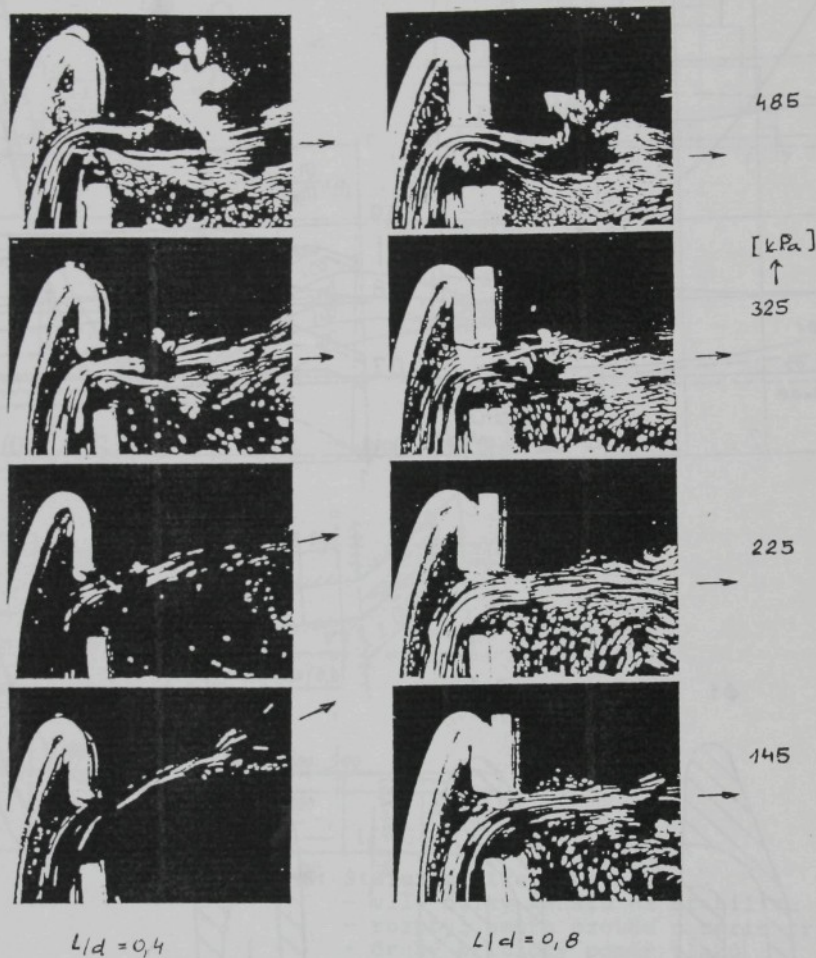
Obr. 4-3: Tryska k profilovému paprsku
- schéma
- poměrná tahová síla
- sací schopnost



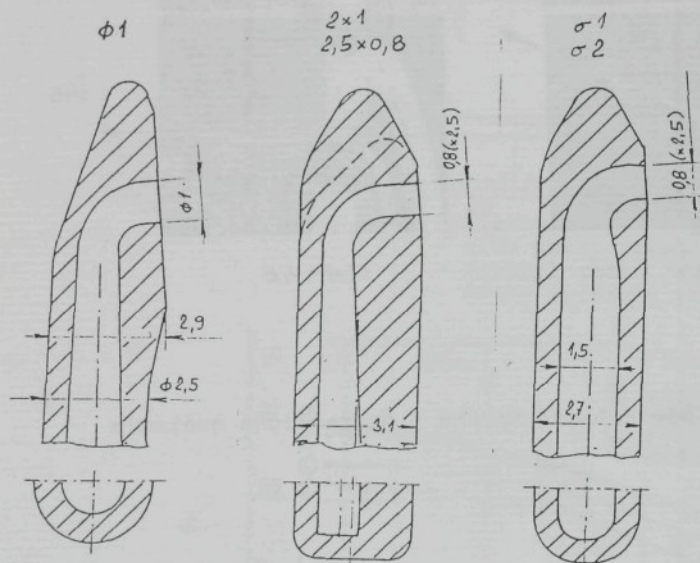
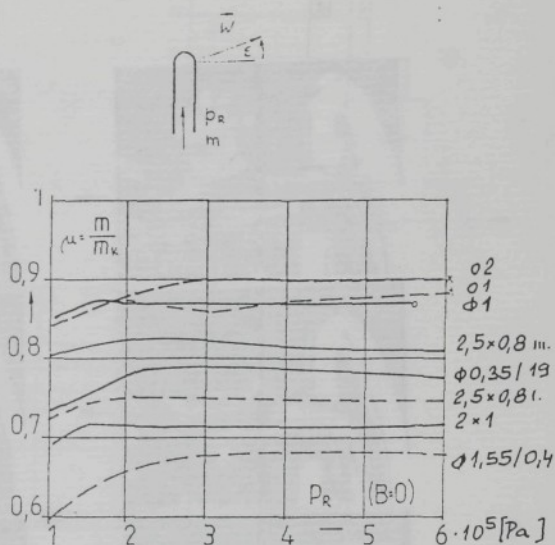
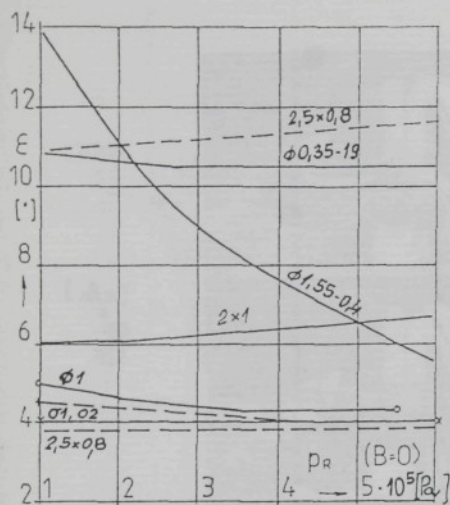
Obr. 4-4: Aplikace stěnového jevu
 - odsávací tryska
 - aktivní lamela konfuzoru
 - rychlostní profily za lamelou



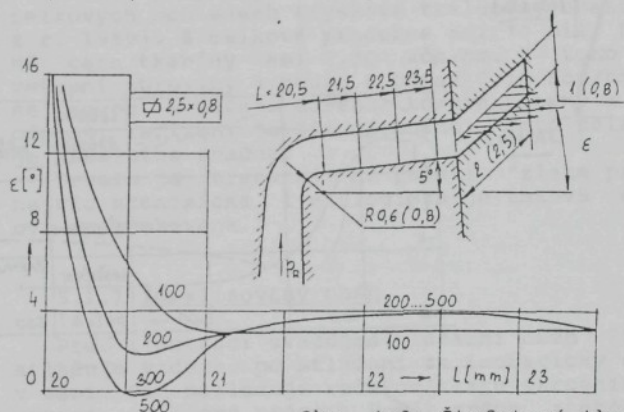
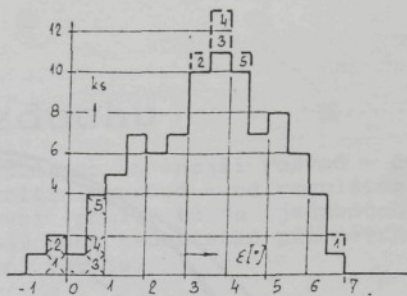
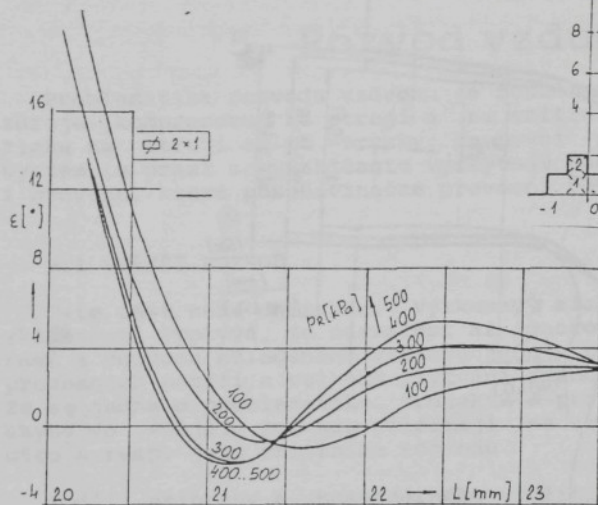
Obr. 4-5: Účinnost konfuzoru
Vliv aktivní lamely na rychlost proudu



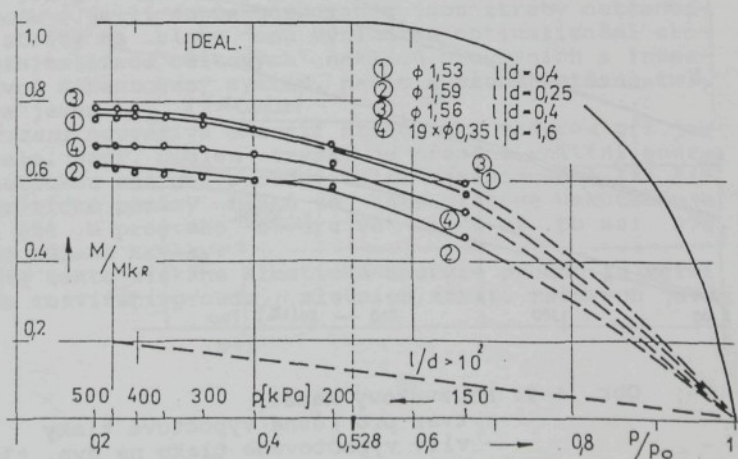
Obr. 4-6: Štafetová tkací tryska - hydraulická analogie

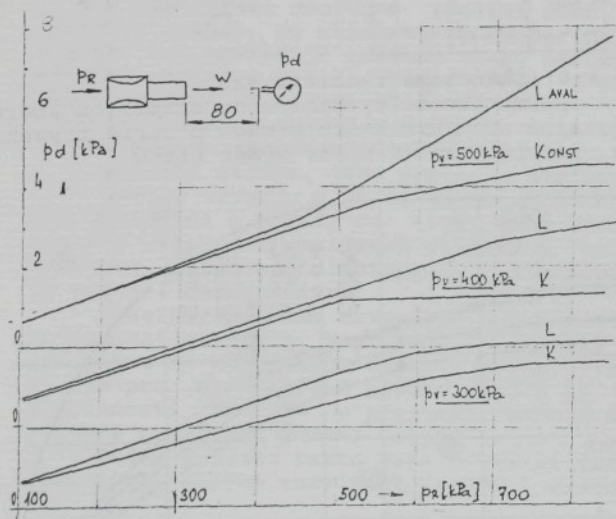
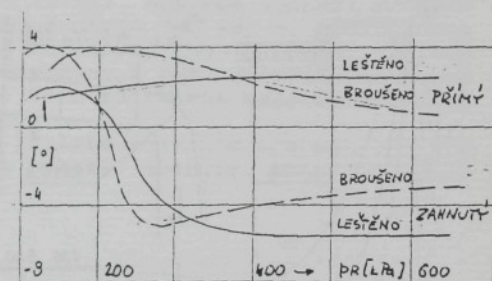
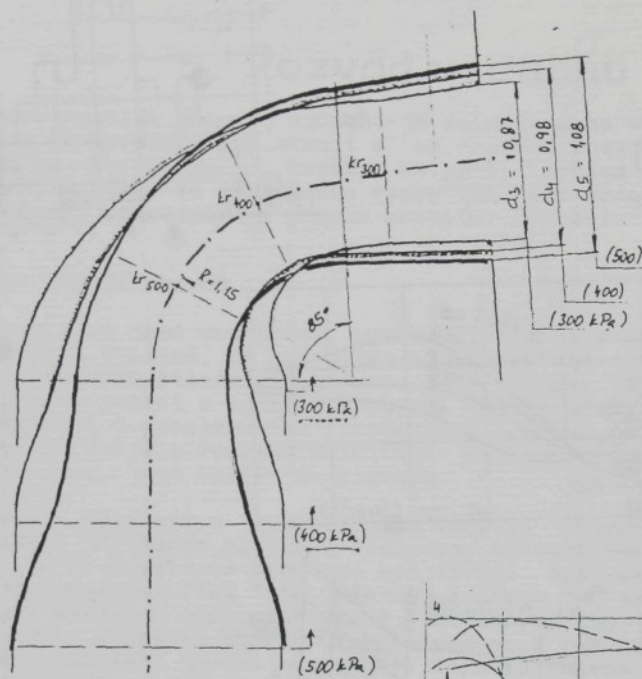


Obr. 4-7: Štafetová tkací tryska
 - různé tvary kanálu
 - stabilita úhlu proudu s tlakem vzduchu
 - průtokový součinitel



Obr. 4-8: Štafetová tkací tryska
 - vliv délky kanálu na stabilitu směru
 - rozptyl směru proudu u série trysek
 - druhý kritický poměr tlaků





Obr. 4-9: Nadzvukový kanál

- tvar pro různé výpočtové tlaky
- vliv výpočtového tlaku na dyn. tlak za ústím
- vliv leštění ústí a ohybu na směr proudu

5. Rozvod vzduchu

Problematika rozvodu vzduchu je rozdělena na vnější rozvod - od zdroje (kompresoru) ke stroji a na vnitřní rozvod - od regulátoru tlaku na stroji až po trysky. Na první pohled to je jednoduchý systém, v praxi se však často vyskytuje řada nedostatků při návrhu i provozu, které působí značné provozní potíže.

5.1 VNĚJŠÍ ROZVOD

Tato část nemá charakter výzkumný, ale osvětový. Z praktických zkušeností vyplývá, že neznalost až ignorování zákonitostí o přípravě a rozvodu stlačeného vzduchu jsou v praxi velmi často zdrojem provozních potíží a velkého plýtvání drahou energií. Navíc, třebaže se jedná o problematiku projektu a provozu tkalcovny, se často chyby ve vnějším rozvodu přičítají na vrub konstruktéra tkacího stroje resp. jeho vnitřního rozvodu.

Podíl přípravy a hospodárného využití stlačeného vzduchu na celkových nákladech tryskové tkalcovny ukazuje tento příklad (ceny z r. 1989): Z celkové produkce asi 70 mil. Kčs/rok vychází průměrná cena tkaniny asi 7,50 Kčs/bm. Z toho je asi 5 Kčs/bm cena vstupní suroviny a pouze 0,08 až 0,10 Kčs/bm jsou provozní náklady na provoz a běžnou údržbu kompresorovny a rozvodu vzduchu (bez odpisů, zařízení je již odepsáno). Tato relativně malá částka však je absolutně značná.

Trvale je třeba mít na paměti "zlaté pravidlo energetiky", že nejvíc ekonomická i ekologická je taková energie, která nemusela být spotřebována.

5.1.1 Idealizovaný oběh

Pro ilustraci uvažujme ideální oběh [2.7, 3.29], v němž se stlačuje vzduch, po stlačení se isobaricky ochladí zpět na teplotu v sání. Pak následuje redukce tlaku škrcením a expanze, při níž se vykoná užitečná práce. Poměr práce z oběhu získané ku práci do oběhu vložené se nazývá účinnost oběhu.

Reálný oběh obsahuje ještě řadu dalších ztrát:

- Účinnost kompresoru mívá hodnotu kolem 0,8 - vliv má typ a konstrukce stroje, jeho provoz a údržba atd.

- Rozvod vzduchu - je-li dobře udržovaný, jsou ztráty netěsnostmi minimální a ztráty na tlaku jsou výsledkem optimalizační ekonomické úvahy (minimalizace celkových nákladů provozních a investičních). Nesprávně dimenzovaný systém, navíc s mnoha netěsnostmi, je bohužel častým jevem.

- Vlastní zařízení nevyužívá energii stlačeného vzduchu při jeho expanzi dokonale. Např. účelem trysky je přeměna vnitřní energie plynu na kinetickou energii proudu. Velmi zjednodušeně lze říci, že pro podkritické poměry tlaků se tato přeměna uskutečňuje s účinností asi 65% u prostého otvoru ve stěně až po asi 97% u dobře provedené zužené trysky.

- Další využití takto získané kinetické energie proudu je velmi rozmanité. Vlivem rozvíření proudu, místních ztrát, rázových jevů

apod. vznikají další ztráty. Např. u tkací trysky je třeba v daném čase přemístit určitou hmotnost útku na danou vzdálenost. Jestliže se tento potřebný výkon vydělí příkonem obsaženým ve spotřebovaném stlačeném vzduchu, vychází účinnost nepatrná.

Ilustrační příklady:

1) *Ideální oběh*, v němž se adiabaticky stlačuje vzduch mezi 100 a 700 kPa, který po ochlazení zpět na teplotu v sání 20°C a redukci na 400 kPa expanduje, má při potřebné adiabatické práci 216 kJ/kg teoretickou účinnost jen 35,2%. Ze ztrát je 25% teplo odvedené po kompresi, 17,4% je rozdíl mezi expanzí z ohřátého a ochlazeného stavu, 13,4% je ztráta redukcí atd.

Skutečná kompresní práce je s ohledem na různé ztráty větší, běžně asi o 25%¹⁾.

2) *Netěsnosti v potrubí* uniká 1,29 kg/h vzduchu o tlaku 650 kPa a teplotě 20°C. Odpovídající adiabatická kompresní práce činí asi 250 kJ/kg ($=0,09 \text{ kWh/m}^3$). Při výhřevnosti energetického uhlí 10 MJ/kg a účinnosti tepelné elektrárny 0,25 vychází spotřeba paliva pro tuto ztrátu 0,13 kg/h, tj. asi 500 kg/rok při dvousměnném provozu. Po započtení energie, spotřebované k těžbě a dopravě uhlí a ztracené při dálkovém přenosu, jsou celospolečenské ztráty ještě větší, o problémech ekologických nemluvě.

3) *Rychlost vzduchu v takové netěsnosti* je teoreticky rovna rychlosti kritické, zde 313 m/s. S ohledem na nedokonalost proudění v malém otvoru bude skutečná rychlost nižší, odhadem 220..250 m/s. Při kritické měrné hmotnosti, zde $4,9 \text{ m}^3/\text{kg}$, vychází průměr kruhové netěsnosti asi 0,6 mm.

5.1.2 Možnosti úspor energie

Z předchozího rozboru idealizovaného oběhu vyplývají některé možnosti úspor energie [2.15, 1.11, 3.53].

Rozvod s dvojím tlakem vzduchu. Stroj obvykle potřebuje dvě i více úrovně tlaku. Obvykle se všechen vzduch stlačí na vyšší hodnotu a u části se tlak sníží škrcením. Tím vzniká nevratná ztráta energie, kterou lze odstranit rozvodem s dvěma tlaky vzduchu. V konkrétních příkladech z praxe vychází možná úspora ve výši 5..15% celkové spotřeby kompresní práce. Použití takového systému je třeba doplnit ekonomickou rozvahou o návratnosti vyšší investice pro složitější rozvod.

Dimenzování kompresoru se teoreticky provádí pro rovnovážný stav mezi zdrojem a spotřebičem stlačeného vzduchu. Z praktických důvodů se stroj mírně předimenzuje co do stlačení i dodávky. Tím však roste příkon - je větší kompresní práce, při vyšších kompresních poměrech klesá objemová účinnost.

Při periodickém provozu kompresoru je třeba pamatovat na to, že i nedodávající kompresor spotřebovává příkon naprázdno, protože není vhodné často spínat hnací elektromotor o příkonu běžně desítek kW. Rezervu pro případné rozšíření odběru je tedy vhodnější řešit jiným způsobem než předimenzováním zdroje.

Ani poddimenzovaný kompresor není vhodný, protože při nedostatečném průtoku i tlaku v síti vznikají u spotřebičů provozní potí-

že. Např. ve vzduchové tryskové tkalcovně je při plně obsazené směně větší počet zastavení z titulu útkových nedoletů, protože poddimenzovaný kompresor nestačí zásobovat všechny stroje.

Vlhkost vzduchu. Teoreticky by bylo vhodné přivádět do spotřebičů teplý vzduch, protože by se získala větší expanzní práce. Je třeba si uvědomit, že s rostoucím tlakem vzduchu klesá jeho možný vodní obsah. Množství vlhkosti, vysrážené ze stlačeného vzduchu při ochlazení zpět na teplotu v sání, lze snadno určit z běžného diagramu vlhkého vzduchu, používaného v klimatizaci²). Přibližně lze říci, že čára stále relativní vlhkosti $f_1 = \text{konst.}$ je čarou sytosti pro tlak vzduchu, rovný $1/f_1$ násobku tlaku vzduchu, pro nějž byl diagram sestaven.

Proto se z praktických důvodů stlačený vzduch vysouší ochlazením pod teplotu tzv. tlakového rosného bodu a vzniklý kondenzát se odloučí, aby nepůsobil korozi rozvodu a korozní produkty pak další poškození jemných pracovních a řídicích orgánů v systému.

Rozvod vzduchu musí být tak dimenzovaný, aby celý systém byl tlakově vyvážený. To znamená, že

- celková tlaková ztráta nemá překročit stanovenou mez,
- v každé odbočce je k dispozici požadované množství a tlak,
- jednotlivé odbočky se při změnách odběru vzájemně neovlivňují.

Principem tlakově vyváženého rozvodu je vyřešení rozvětvené soustavy odporů, protékanych požadovanými průtoky. Je známo, že tlaková ztráta roste s 2. mocninou průtoku a je nepřímo úměrná 5. mocnině průměru potrubí. Při provozu systému odchýlně od jeho projektu vznikají často potíže [7.9].

Regulátor tlaku má za úkol udržovat stálou hodnotu tlaku vzduchu v přípojce ke spotřebiči i při kolísání tlaku v síti, při změnách v odběru apod. Tzv. jmenovitý průtok regulátorem znamená určitý pokles tlaku mezi vstupem a výstupem regulátoru (obvykle z přetlaku 600 na 500 kPa). Je jasné, že příliš velký průtok znamená velký pokles tlaku na výstupu, tj. zhoršení regulační schopnosti přístroje. Regulátor by tedy měl být dostatečně průřezově dimenzovaný, aby tlaková ztráta byla minimální.

5.2 ENERGETICKÁ NÁROČNOST

Vzduchový tryskový prohoz je značně energeticky náročný ve srovnání s prohozem útku pomocí tuhých těles (člunek, skřípec, jehla). Protože však není nutno tyto pomocné hmoty zrychlovat a brzdít při každém pracovním cyklu, lze při tryskovém tkání dosáhnout vyšších otáček. Přenos hybnosti se však uskutečňuje málo definovaným způsobem - obtékáním textilního vlákna proudem vzduchu - a proto je výsledná účinnost prohozu velmi nízká.

5.2.1 Srovnávací metodika

Při hodnocení vzduchových tryskových tkacích strojů se udává spotřeba vzduchu v $[\text{m}^3/\text{h}]$, což není jednoznačná hodnota, protože závisí na stavu vzduchu (tlak, teplota). Spotřeba kompresní práce se počítá podle vztahu $1 \text{ m}^3 = 0,09 \text{ kWh}$, což odpovídá adiabatické kompresní práci.

Aby různorodé údaje výrobců z výstav, prospektů, zkoušek i pro-

vozů byly vzájemně srovnatelné, byla vytvořena obecná srovnávací metodika k určení objektivní energetické náročnosti tryskových vzduchových tkacích strojů.

Spotřeba vzduchu se měří zásadně v objektivních jednotkách hmotového průtoku, pro tkací stroje v [g/s]. Údaj objemového průtoku [m^3/h] není jednoznačný, protože závisí na stavových veličinách plynu (tlak, teplota).

Spotřeba kompresní práce závisí na spotřebě vzduchu a na kompresním poměru [W]. Ke srovnávacím výpočtům se počítá adiabatická kompresní práce, potřebná pro nejvyšší z tlaků na stroji použitých.

Pozn.: Skutečná práce je vždy vyšší, závisí na typu a kvalitě provozu a údržby kompresoru i vnějšího rozvodu vzduchu atd. Tím se ale hodnotí kvalita projektu rozvodu, investičního záměru či konstrukce kompresoru, ale nikoliv kvalita tkacího stroje.

Obě uvedené hodnoty přísluší k určitému tkacímu výkonu, danému součinem tkací šíře a otáček [m/s]. Vydělením se získá *měrná spotřeba vzduchu* [g/m] resp. *měrná spotřeba kompresní práce* [J/m]. Poslední, dosud nepostiženou proměnnou, je materiál a délková hmotnost prohazovaného útku [g/km, tex]. Pokud se pro hodnocení použijí obvyklé standardní útky, je srovnání různých tkacích strojů jednoznačné.

Výsledky asi 150 vlastních měření [3.9, 3.18, 3.53, 7.1, 7.6] ze zkušebny i provozu, prospektových údajů různých výrobců i špičkových výkonů ze světových výstav jsou shrnuty do jediného grafu. Jsou tu uvedeny stroje konfuzorové i s profilovým paprskem, úzké i široké, s provozními i špičkovými parametry. Všechny hodnoty vyplňují pás, každý dodatečně zaznamenaný údaj dává okamžité informace o tom, jaká je spotřeba vzduchu a energie ve srovnání s ostatními stroji.

Měrná spotřeba vzduchu a kompresní práce jsou syntetické ukazatele hospodárnosti provozu tryskového tkacího stroje. Působí na ně řada vlivů, některé z nich jsou v předchozích odstavcích rozebrány podrobněji. Spotřebu lze minimalizovat, bude-li optimální přenos hybnosti z proudu hnacího a nosného vzduchu na prohazovaný útek. V zásadě je třeba určit a dodržovat správné místo a okamžik tohoto silového působení.

5.3 DYNAMIKA VNITŘNÍHO ROZVODU

Vnitřním rozvodem se tu rozumí systém tkacího stroje od regulátoru tlaku přes vzdušníky, elektroventily k tryskám. Provoz tohoto systému je periodicky přerušovaný, dnes běžně s periodou 100..50 ms a při době otevření ventilů zhruba v rozmezí $1/3..2/3$ periody. Je tedy velmi důležitá dynamika takového systému s jeho kapacitami (objemy potrubí a vzdušníků) a odpory (tření v potrubí při průtoku). Složité systémy jsou analyticky řešitelné jen za zjednodušujících předpokladů, jejichž platnost je třeba ověřovat měřeními. Je tedy výhodnější celý navržený systém snadno postavit a předem proměřit. Zjištěné časové zpoždění mezi sepnutím elektroventilu a náběhem plného tlaku v trysce je pro zvolený systém konstantní. Musí se uvažovat při časování jednotlivých ventilů. S rostoucími otáčkami stroje se zkracuje doba jednoho pracovního cyklu, takže uvedené zpoždění má relativně stále větší význam [2.17, 3.24, 3.37, 3.57].

5.3.1 Rozvod mezi regulátorem a ventilem

Po kontrole poklesu tlaku lze konstatovat, že rozvod je dostatečně dimenzovaný. Největší tlakový spád nastává hned na začátku v regulátoru tlaku, při periodickém odběru vzduchu ventilem se vytvoří rovnovážný stav. Je třeba kontrolovat, zda je regulátor pro daný průtok dostatečně dimenzovaný. Vliv vzdušníků není podstatný.

5.3.2 Rozvod mezi elektroventilem a tryskami

V této části systému se podrobně sledoval vliv jednotlivých součástí na zpoždění a tlakovou ztrátu při šíření tlakového vzruchu. Ideální je takový systém, ve kterém se rychlost v ústí trysky objeví co nejdříve a s co nejmenším zeslabením. Toto zpoždění má celkem 3 fáze:

- *Buzení elektromagnetu ventilu do provozního stavu.* Záleží na hmotnosti uzavíracího šoupátka, na dimenzování cívky i na jejím příkonu.

- *Šíření tlakového vzruchu potrubím závisí na délce a průřezu (tj. na objemu) potrubí a na jeho tuhosti (tj. na modulu pružnosti a tloušťce stěn).* Řada měření, provedených pro přívody ke konfuze-rové trysce, má obecnou platnost.

- *Náběh tlaku v trysce na provozní hodnotu je proti prakticky skokové změně napětí v cívce magnetu pozvolný, závisí na předchozích podmínkách.*

Zpětný pohyb - zavření ventilu po přerušení přívodu elektrické energie - se realizuje tlakem vzduchu před ventilem a pomocnou pružinou. I zde je žádoucí rychlá reakce ventilu.

Z průběhu tlaku během prohozu se snadno určily některé závady:

- *Po náběhu na plný tlak se hodnota tlaku plynule snižuje* - sledovaná tryska má velký otvor a poddimenzovaný přívod. Je vhodné dát těsně před trysku vzdušník ve funkci akumulátoru vzduchu. Pokud však je poddimenzovaný i přívod do vzdušníku, nestací se ani tato zásoba doplňovat a celý systém pak pracuje při nižším tlaku.

- *Tlak po vypnutí neklesá na nulu* - je velký škodlivý prostor, který se při otevření ventilu zbytečně plní vzduchem. Po uzavření ventilu vzduch dlouho a bez užitku z trysky uniká. Značně roste spotřeba vzduchu a kompresní práce.

- *Záznam náběhu tlaku odhalil i řadu provozních závad, které byly příčinou velké spotřeby i malé spolehlivosti prohozu* - prasklá hadička, periodicky zaškrcovaný přívod, vada v el.zapojení, která zpomalila zavírání ventilu atd.

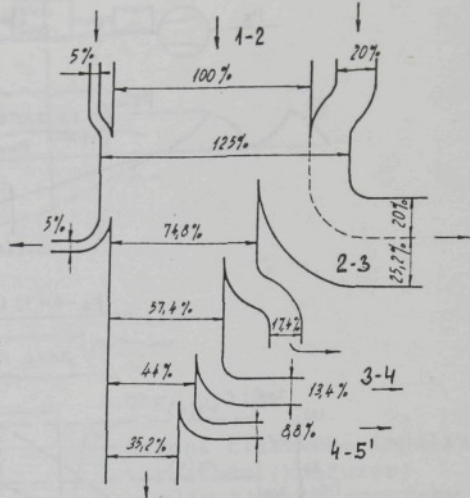
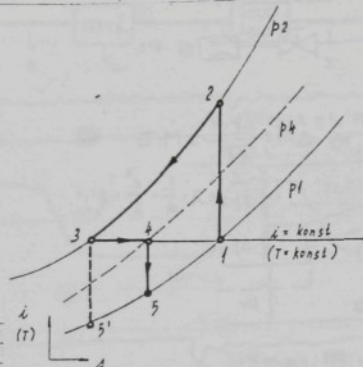
Další citované podklady ke kap. 5:

1) Liška, V.: Příručka stlačený vzduchu, Práce, Praha

2) Chyský, J.: Vlhký vzduch, SNTL Praha, 1963

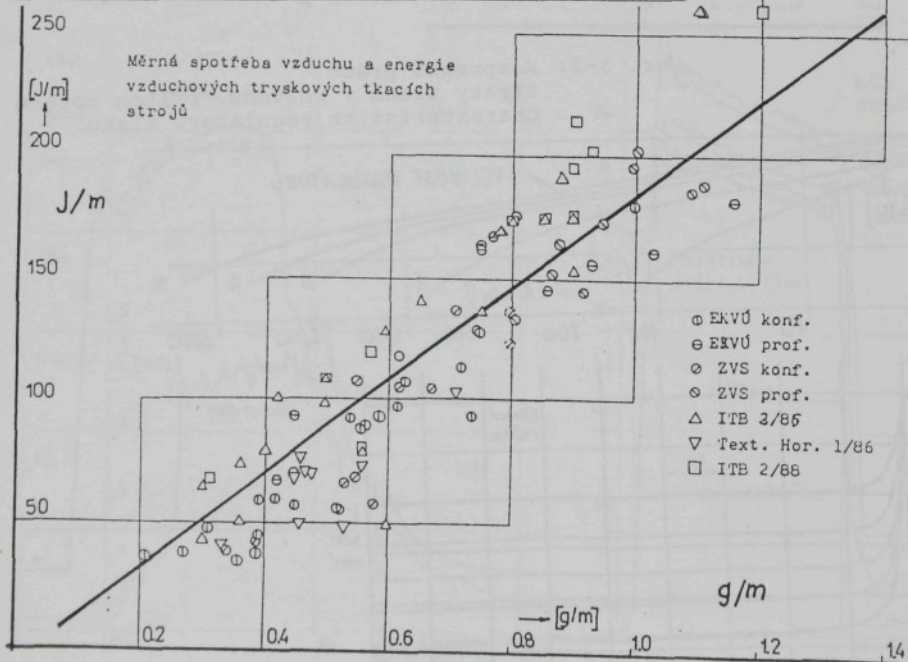
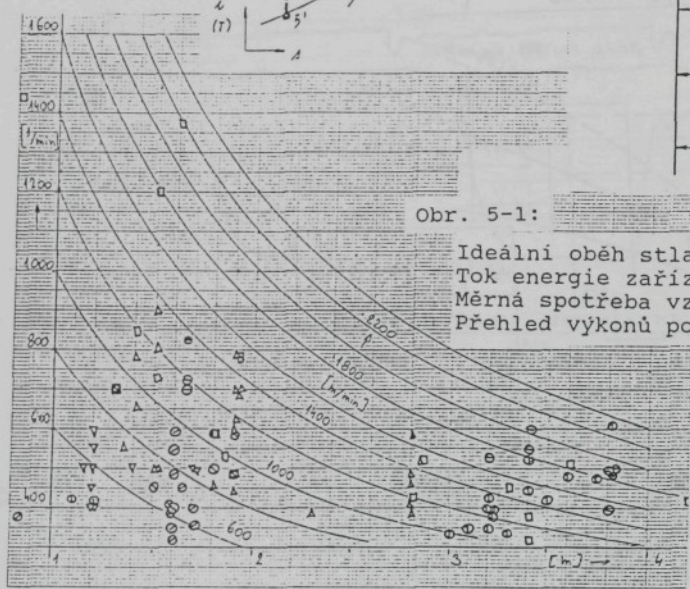
Seznam obrázků ke kap. 5:

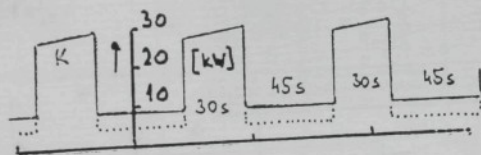
- Obr. 5-1: Ideální oběh stlačeného vzduchu
Tok energie zařízením na stlačený vzduchu
Měrná spotřeba vzduchu a kompresní práce
Přehled výkonů použitých strojů
- Obr. 5-2: Kompresní práce
Ztráty tlaku v rozvodu, příkon motoru
Charakteristika regulátoru tlaku
- Obr. 5-3: Šíření tlakového impulzu v rozvodu (konfuzor)
- vliv tlaku a spotřeby
- vliv odbočky pro aktivní lamelu
- Obr. 5-4: Rychlostní profil na konci konfuzoru
Náběh tlaku ve štafetové trysce
- Obr. 5-5: Šíření tlaku v rozvodu (profil. paprsek)



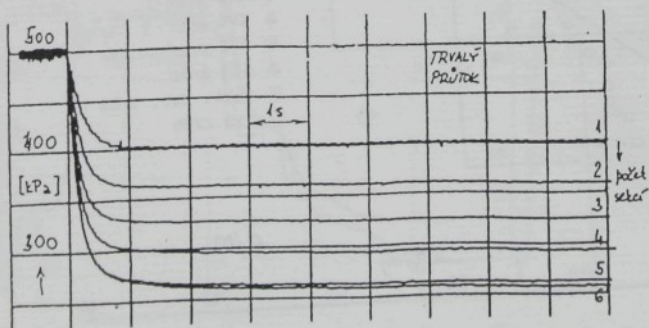
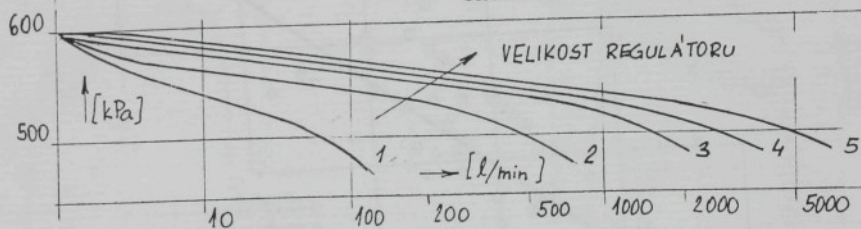
Obr. 5-1:

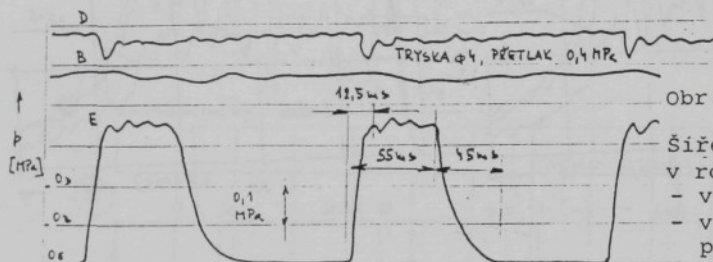
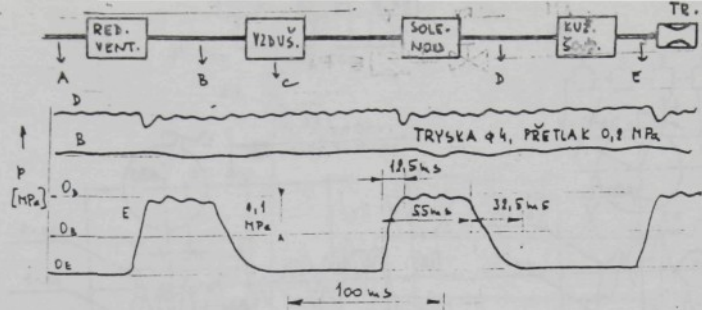
Ideální oběh stlačeného vzduchu
Tok energie zařízením
Měrná spotřeba vzduchu a kompresní práce
Přehled výkonů použitých strojů





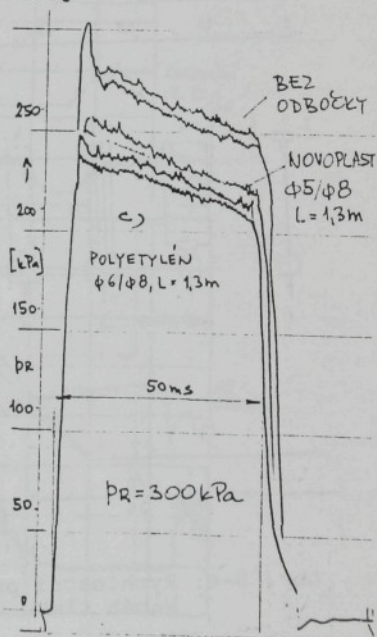
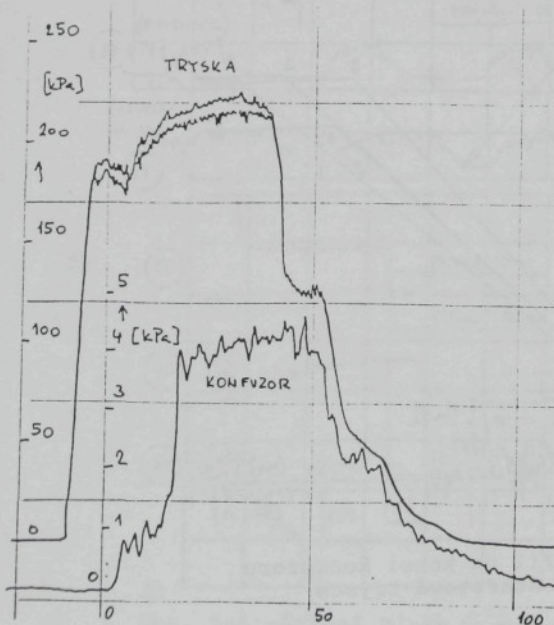
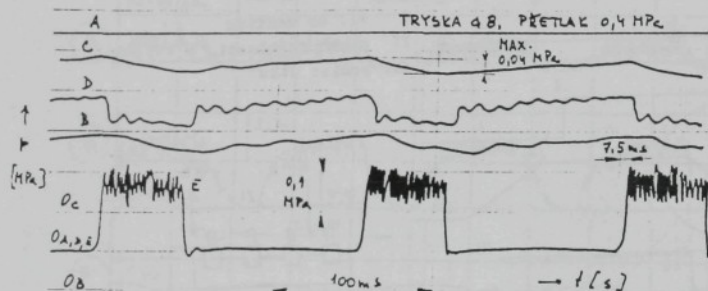
Obr. 5-2: Kompresní práce
Ztráty tlaku v rozvodu, příkon motoru
Charakteristika regulátoru tlaku

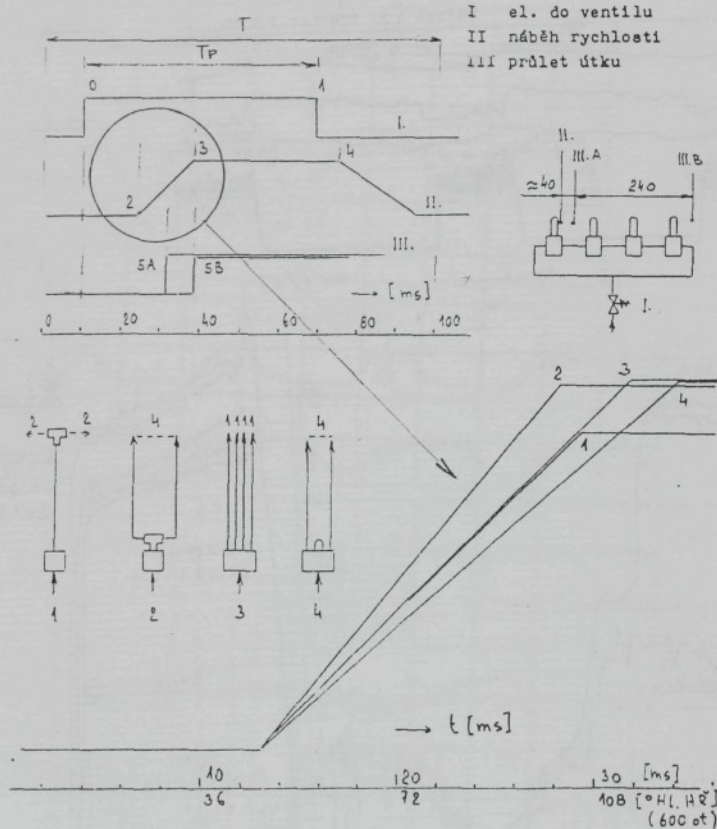
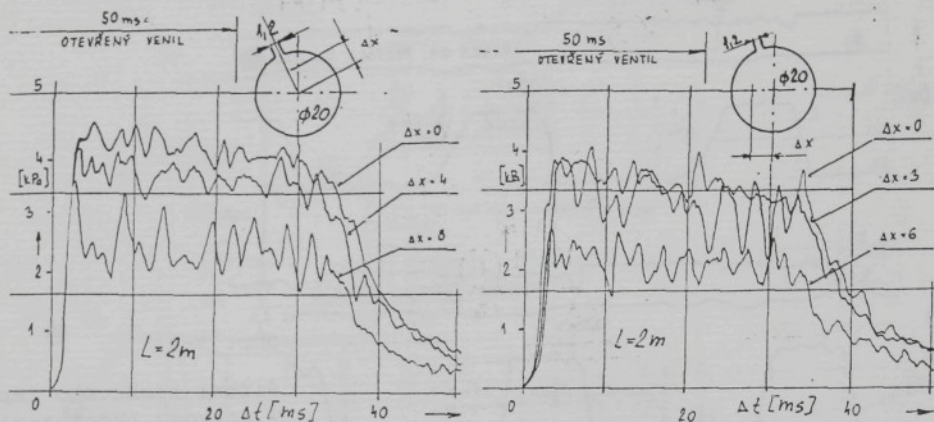




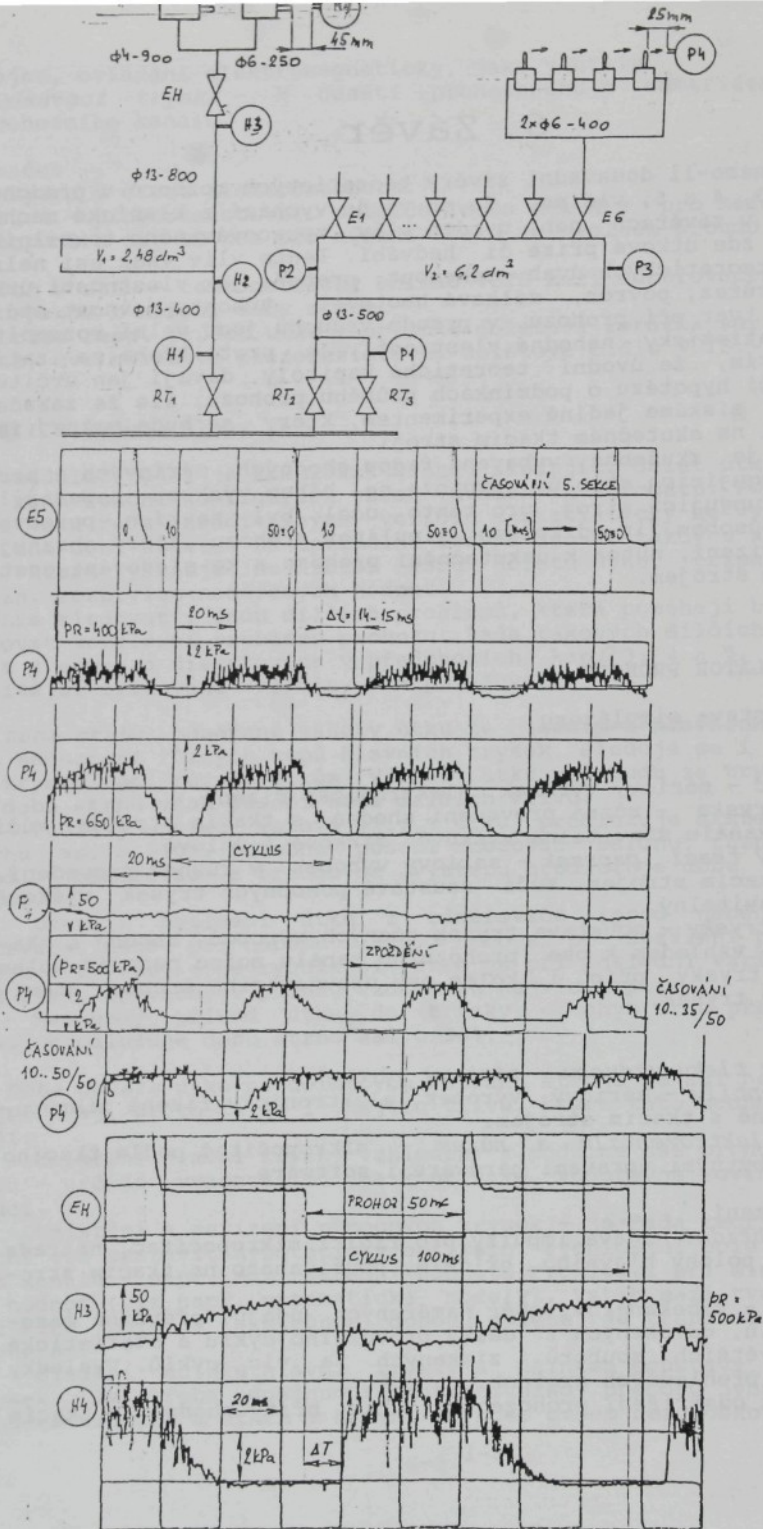
Obr. 5-3:

Šíření tlakového impulzu
v rozvodu (konfuzor)
- vliv tlaku a spotřeby
- vliv odbočky
pro aktivní lamelu





Obr. 5-4: Rychlostní profil na konci konfuzoru
Náběh tlaku ve štafetové trysce



Obr. 5-5: Šíření tlaku v rozvodu (profil. paprsek)

6. Závěr

Prohlédneme-li dosavadní závěry teoretických rozborů v předchozích kap. 3, 4 a 5, vidíme, že se všude vychází z klasické mechaniky a že v závěrech není uveden vliv zpracovávaného textilního materiálu, zde útkové příze či hedvábí. Tento vliv však asi nelze obecně do teoretických úvah zahrnout, protože jak vlastnosti útku (příčný průřez, povrch, délková hmotnost, tuhost, pevnost atd.) tak i jeho tvar při prohozu v proudě vzduchu jsou velmi rozmanité a navíc statisticky náhodné vlastnosti. Je proto třeba se zatím smířit s tím, že úvodní teoretické kapitoly dávají jen určitou představu či hypotézu o podmínkách průběhu prohozu, ale že zaručené hodnoty získáme jedině experimentem, který se bude co nejvíce blížit ději na skutečném tkacím stroji.

Ideální je zkušebna, vybavená řadou shodných sériových a perfektně fungujících strojů. Protože se během výzkumu nepodařilo vyčlenit fungující stroj pro tento účel, byl navržen, postaven a dílčím způsobem již odzkoušen simulátor prohozu, který obsahuje všechna zařízení, nutná k uskutečnění prohozu a ke sledování cesty útku tkacím strojem.

6.1 SIMULÁTOR PROHOZU

6.1.1 Sestava simulátoru

Agregáty:

Odměřovač - sériový výrobek, elektronicky řízený.

Hlavní tryska - různá provedení shodná s tkacím strojem, vůči prohoznímu kanálu stavitelná výškově, šířkově i úhlově.

Profilový tkací paprsek - sériový výrobek v různém provedení, shodně s tkacím strojem. Vůči soustavě pomocných trysek výškově a příčně stavitelný.

Pomocné trysky - soustava trysek různých výrobců, shodně s tkacím strojem, vzhledem k ose prohozního kanálu možno natočit kolem podélné osy trysky, příp. i kolem osy upevňovacího šroubu. Stavitelná rozteč trysek.

Řízení:

Regulátor tlaku vzduchu - sériový výrobek.

Elektroventily - sériový výrobek, elektronicky řízené mikropočítačem shodně s tkacím strojem.

Řízení elektroventilů a nůžek - mikropočítač podle tkacího stroje s nezbytnými úpravami hardware i software.

Pomocná zařízení:

Náhradní hřidel - dává impulzy pro řídicí mikropočítač, náhrada čidla úhlové polohy hlavního hřidle, používaného na tkacím stroji.

Sběr dat - vícekanálový sběr naměřených údajů, převážně časových intervalů, odvozených z délky provozního cyklu a statistické zpracování větších souborů, získaných za víc cyklů. Výsledky znázorněné v přehledných grafech.

Nůžky - k odstrižení prohozeného útku, bříty shodně s tkacím

strojem, ovládání elektromagneticky, jako ventily.

Odsávací tryska - k odsátí prohozeného a odstřiženého útku z prohozního kanálu.

Snimače:

Napětí v cívice elektromagnetu.

Tlak - piezoresistivní snimače Tesla d 1 MPA pro měření tlaku v potrubí a do 10 kPa pro měření tlaku ve volném proudu za tryskou.

Tah v útku - tenzometrický snimač VÚTS mezi odměřovačem a hlavní tryskou k měření doby strhu.

Dolet resp. průlet útku - optická doletová zarážka sériové produkce, ev. nárazové piezoresistivní doletové čidlo VÚTS.

6.1.2 Řešené úlohy

Nejdůležitější je komplexní úloha, sledující dolet útku pro danou konstrukční konfiguraci všech uvedených agregátů. Postupně se mění celá řada seřiditelných veličin a statisticky se vyhodnocují změřené doby doletu. Za optimální lze považovat takovou konfiguraci, která vykazuje nejkratší dobu doletu útku, případně navíc s min. rozptylem naměřených hodnot.

Lze sledovat i řadu dílčích problémů, které pomáhají blíže analyzovat komplexní problém prohozu. Řada takových dílčích výsledků byla uvedena a diskutována v předchozích kap. 3, 4 a 5. Za nejdůležitější sledované veličiny lze považovat:

Doba strhu odměřené zásoby útku je jedním z hlavních kritérií pro hodnocení různých typů hlavních trysek. Sleduje se i agresivita trysky vůči různým útkům, víření útku v proudu za tryskou atd. Na dobu strhu však působí řada dalších vlivů:

- Použitý snimač tahové síly v útku prodlužuje skutečnou dobu strhu asi o 10%. Podobně působí omezovač balónu, různá vodítka apod.
- Odměřovač s brzdou na výstupu prodlužuje dobu strhu asi o 10%.

- Okamžik uvolnění útku z odměřovače (před náběhem tlaku v trysce, nebo při náběhu tlaku, nebo až po dosažení provozního tlaku v trysce) - nejrychlejší strh je při poslední variantě, ovšem útek, upevněný v proudu vzduch tu nejvíce trpí.

- Nesouosý přívod útku do trysky - ohyb útku před tryskou o 90° prodlužuje dobu strhu asi o 30%.

Doba doletu útku na doletovou stranu stroje je asi nejkomplexnější údaj, proto tu je i nejvíce vlivů, které tuto hodnotu ovlivňují:

- Umístění hlavní trysky vzhledem k podélné ose prohozního kanálu - určité vysunutí od dna kanálu ve vodorovné rovině je žádoucí.

- Umístění a seřízení pomocných trysek - je řada teorií, pomocí nichž lze sestavit hypoteticky optimální rychlostní pole v prohozním kanálu - např. max. střední hodnota rychlosti při min. rozptyle hodnot (viz např. matematické modely). Vztah mezi tvarem rychlostního pole a skutečnou dobou doletu je třeba ověřit tkací zkouškou.

- Sladění účinku hlavní trysky s účinkem soustavy pomocných trysek. Je třeba dosáhnout intenzivního přenosu hybnosti mezi proudem vzduchu a útkem v hlavní trysce, ovšem bez poškození útku,

a takto urychlený útek bez ztráty kinetické energie převzít rovinou v prohozním kanálu a zanést jej do prošlupu.

Spotřeba vzduchu a energie. Pro úsporu vzduchu je optimální postupné otvírání i zavírání jednotlivých ventilů, ovládacích přívodů vzduchu pro hlavní trysku a sekce pomocných trysek. Ovšem posledním a nejdůležitějším kritériem je kvalitní tkanina bez smyček, mikrosmyček či nedoletů, které se při nesprávném časování či tlaku vyskytují.

Velmi důležitá je možnost kontroly kvality návrhu rozvodu vzduchu, tj. především časový průběh náběhu tlaku v tryskách v závislosti na druhu elektroventilu, délkách, průřezech a materiálu hadic a způsobu propojení celého systému. Optimální je takový systém, který na prakticky skokovou změnu napětí v cívce elektromagnetu reaguje náběhem tlaku v trysce co nejrychleji a na co nejvyšší hodnotu. Takový systém má min. průtokové ztráty a současně min. kapacitu, která napomáhá snížení spotřeby - není třeba plnit velké škodlivé prostory.

Shodný princip řízení ventilů na simulátoru i na stroji umožňuje provést řadu měření přímo v provozních podmínkách. Jedinou podmínkou tu je, aby bylo možné na stroj při provozu umístit potřebné snímače.

Poznámka: Simulátor neumožňuje modelování vlivu osnova, tj. průběh jejich zdvihů, nastavení horního a dolního prošlupu apod. Zastavení rychlostního pole v prohozním kanálu po každém prohozu, realizované na stroji překřížením osnovních nití, je na simulátoru realizováno tak, že po prohozu provedeném s provozní frekvencí je vložena delší pauza, během níž se proudění v kanálu rozptýlí a zastaví.

Materiál útku - orientačně se zkoušela řada různých útkových materiálů, jejich schopnost rychlého prohozu. Jedná se o rozsáhlý textilně technologický výzkum, který s rostoucími tkacími výkony bude nabývat stále většího významu [2.20, 3.32]. Ve většině pokusů se používal pro nižší tkací výkony bavlněný útek, pro vyšší výkony texturované polyesterové hedvábí.

Konkrétní závěry z měření na simulátoru byly uvedeny již v předchozích kapitolách.

6.2 HLAVNÍ ZÁVĚRY

V průběhu řešení, jehož postup a dílčí závěry jsou uvedeny v předchozích kapitolách 2 až 5, bylo dosaženo u stroje s konfuzyrovým prohozem špičkového tkacího výkonu 2280 m/min zaneseného útku (tj. 600 ot/min. při šíři 2x190 cm - pásmové tkání). Dlouhodobý provozní výkon s listovým strojem byl 1520 m/min (400 ot/min. při šíři 2x190 cm), a to při velmi nízké spotřebě vzduchu i kompresní práce a s velmi dobrým součinitelem využití stroje. Spolu s malou zastavěnou plochou to jsou důvody k použití tohoto stroje pro konstrukci velké tkalcovny.

V honbě za stále vyššími tkacími výkony se přešlo ke stroji s jedním tkacím pásmem a s profilovým paprskem. Dosud dosažený výkon je 1800 m/min (1000 ot/min. při šíři 180 cm resp. 1200

ot/min. s menší šířkou). Pro praktické nasazení ve tkalcovně je třeba uvažovat komplexně nejen výkon, ale i nároky na energii, materiál, obsluhu atd. - nejvhodnější provozní parametry jsou ty, při nichž jsou celkové náklady minimální.

Při vývoji stroje se provedla řada dílčích úprav. Hlavní úlohou je zajištění spolehlivého prohozu, který musí být úměrné s rostoucími otáčkami také stále rychlejší. Postupně bylo třeba řešit následující problémy:

- Co nejvyšší účinnost přeměny energie stlačeného vzduchu na kinetickou energii volného proudu za ústím trysky.

- Optimální nastavení a zařízení hlavní i štafetových trysek vzhledem k prohoznému kanálu, tj. vytvoření co nejrychlejšího a co nejméně zvlákněného proudového pole.

- Optimální sladení účinku hlavní trysky (zrychlení útku) s účinkem soustavy štafetových trysek (udržení útku v kanálu v rychlém pohybu).

- Optimální návrh rozvodu vzduchu s co nejmenší tlakovou ztrátou a při co nejmenších škodlivých objemech mezi ventilem a tryskou.

- Minimální spotřeba vzduchu a kompresní práce při zachování vysoké kvality tkaní a šetrného zacházení s útkovým materiálem.

- Optimální vazba mezi kinematikou prošlupního a přírazového mechanismu, tj. co nejdelší trvání prohozu při co nejmenším zrychlení členů mechanismů. S tím úzce souvisí i optimalizace dynamického zatížení mechanismů. Je snaha použít zdvihové závislosti, blízké se harmonickým.

- Návrh lehkých tuhých a vyvážených mechanismů, které zajistí provoz bez strojních poruch a sníží vlivy rychloběžného stroje na okolí (otřesy, hluk).

- Elektronické řízení celého stroje s možností připojení různých přidavných elektronických zařízení (odměřovač útku, osnovní regulátor, páráni, ...), která jsou při vysokých výkonech nezbytná. Samozřejmostí tu je snadné programování všech činností stroje, monitorování jeho chodu apod.

- Nové uspořádání a řízení systému spojka-brzda, který musí zajistit co nejrychlejší rozběh i zastavení stroje. Rostou tu nároky na celý hnací systém. Sě zastavením stroje, s následným automatickým vypáráním vadné zaneseného útku a s opětovným rozběhem stroje souvisí též automatizace napětí v osnově, aby nevznikla tzv. rozběhová proužka, tj. vada v útkové hustotě tkaniny.

Kromě uvedených problémů mechaniky tuhých a pružných těles a mechaniky tekutin je třeba se věnovat tomu hlavnímu, proč se tkací stroj stává, tj. zpracovávanému textilnímu materiálu. Při vysokých výkonech se zvyšuje i namáhání osnovního a útkového materiálu, takže se níté rozvolňují až trhají. Každá taková porucha znamená zastavení stroje a ztrátu produkce, spojenou i se snížením kvality tkaniny.

U nás se uvádí jako mezní loáž² zastavení na 10 000 prohozů, světové požadavky jsou ještě o jeden řád přísnější. Samotný tento údaj však není jednoznačný:

- možnost útkového přetrhu roste s otáčkami (je vyšší namáhání)
- možnost osnovního přetrhu resp. útkového zastavení z důvodu osnovy roste s tkací šířkou.

Tedy zvýšení obou položek, které určují tkací výkon, má vliv i na zvýšení pravděpodobnosti zastavení stroje.

Určit pravou příčinu zastavení, aby se následně dala analyzovat a odstranit, je velmi obtížné, právě pro velmi malou pravděpodobnost takového zastavení. Např. tkací stroj s listovým strojem v dlouhodobých provozních zkouškách při 500 ot/min a šíři 1,9 m má tkací výkon 950 m/min = 57 km/hod. Počet zastavení je cca 8x za směnu, srovnatelně asi 5 - 12x. Při průměrné hodnotě 1 zastavení za hodinu to znamená, že na 57 km prohozeného útku se vyskytne pouze 1x nedolet útku, způsobený zachycením útku o osnovu. Pravděpodobnost tu je $1:30000 = 3,3 \cdot 10^{-5}$ a s rostoucími otáčkami se ještě snižuje.

Takové náhodné závady se v poslední době s výhodou automatizují. Tzv. automatické páření samo odstraní vadně zanesený útek a opět spustí stroj bez chyby ve tkanině a bez zásahu obsluhy.