

TUHOST DVACETIVÁLCOVÉ STOLICE

Ing. Jaroslav MAJER  
o.p. ŠKODA Plzeň

Ing. Jaroslav Majer

Zpráva se zabývá rozbořem výhod a použití dvacetiválcových stolic, definicí absolutní a relativní tuhosti válcovací stolice. Dále je ve zprávě popsáno experimentální a teoretické zjišťování elastické křivky dvacetiválcové stolice C2-1200. V rámci teoretického způsobu zjišťování elastické křivky stolice je ve zprávě popsán výpočet ploštění a přechování válců, výpočet pružné deformace opěrné osy a jejího uložení, výpočet pružné deformace stojanu. V závěru je provedeno srovnání výsledků experimentálního a teoretického způsobu zjišťování tuhosti dvacetiválcové stolice.

Přehled použitých označení :

$h$	- pružení stolice	/mm/
$\Delta h_A$	- hodnota absolutního pružení stolice	/mm/
$\Delta h_R$	- hodnota relativního pružení stolice	/mm/
$l$	- délka válců	/mm/
$E$	- modul pružnosti v tahu	/kN/mm <sup>2</sup> /
$F$	- celková válcovací síla	/kN/
$F_i$	- složka válcovací síly	/kN/
$F_4$	- složka válcovací síly přenášená opěrnou osou 4 do stojanu	/kN/
$F_5$	- složka válcovací síly přenášená opěrnou osou 5 do stojanu	/kN/
$K_A$	- součinitel absolutní tuhosti stolice	/kN/mm/
$K_R$	- součinitel relativní tuhosti stolice	/kN/mm/
$K_{RT}$	- teoretický součinitel relativní tuhosti stolice - výpočet	/kN/mm/
$K_{RD}$	- součinitel relativní tuhosti skutečné stolice - měření na díle	/kN/mm/
$K_{AT}$	- teoretický součinitel absolutní tuhosti stolice - výpočet	/kN/mm/
$K_{AD}$	- součinitel absolutní tuhosti skutečné stolice - měření na díle	/kN/mm/
$d_{1, 2}$	- průměry dotýkajících se válců	/mm/
$p$	- měrné zatížení na styku dvou válců	/N/mm/
$\Delta w$	- přiblížení středů válců	/mm/
$\nu$	- Poissonova konstanta	

## 1. Úvod

S všeobecným rozvojem průmyslu a techniky vzrůstá stále více podíl moderních tvářecích technologií na úkor třískového obrábění a neustále rostou požadavky na materiály používané k výrobě nejrůznějších strojů a zařízení. Obzvláště rychle se zvyšují požadavky na dodávky plechů, zejména pak plechů válcovaných za studena a to nejenom co do objemu dodávek, ale i co do jejich kvality. Požadavky na kvalitu povrchu, rozměrovou přesnost a rovinnost plechů a pásů válcovaných za studena se v poslední době zvýšily tak, že je již nelze plně uspokojit při použití tradičních typů válcovacích stolic.

Zvláště rozšířeným typem tratě pro válcování materiálu za studena se ve světě staly vratné tratě s 20-ti válcovou stolicí typu Sendzimír. Rychlé rozšíření těchto stolic je podmíněno tím, že umožňují efektivnější tváření materiálu, ale ve značné míře i skutečností, že jejich konstrukční řešení umožňuje velmi účinnou regulaci příčného i podélného profilu válcovaného pásu.

## 2. Dvacetiválcová stolice C2-1200

Oborový podnik ŠKODA přistoupil k vývoji dvacetiválcových stolic v roce 1965. Při vývoji stolice byla zvolena koncepce bezkazetové stolice s monoblokovým litým stojanem, v jehož osmi přesně opracovaných polokruhových vývrtech jsou přímo uloženy opěrné osy. Na obrázku 1 je znázorněn řez dvacetiválcovou stolicí moderní koncepce. V monobloku stojanu 1 jsou umístěny dva pracovní válce 2 o velmi malém průměru, čtyři první mezilehlé válce 8, šest druhých mezilehlých válců 11, 12 a osm opěrných os s ložisky a sedly 3, 7, 9. Všechny osy mají mezi speciálními opěrnými ložisky se zesíleným vnějším kroužkem excentry, prostřednictvím kterých jsou uloženy v sedlech tvaru T upevněných ve vývrtech stojanu stolice. Natáčením os s excentry se pak provádí regulace vzájemné polohy pracovních válců ve stolicí.

### 3. Tuhost válcovací stolice

O dosažené přesnosti válcování rozhoduje celá řada technologických i strojních činitelů. Změny technologických podmínek válcování během jednoho průchodu mají značný vliv na kolísání válcovací síly a tím i na přesnost válcování. Do jaké míry se změny technologických podmínek válcování přenesou na vývalek, rozhoduje mimo jiné tuhost stolice, která zde působí jako jistý tlumící činitel. Tuhost válcovací stolice je obecně definována jako poměr změny válcovací síly a odpovídající pružné deformace stolice.

#### 3.1. Absolutní a relativní tuhost

Vynesením závislosti válcovací síly na pružné deformaci válcovací stolice získáme elastickou křivku stolice, která je na obrázku 2 znázorněna jako křivka 1. Zakřivení charakteristiky ve střední části je způsobeno stykovými deformacemi válců, výraznější zakřivení elastické křivky stolice v její spodní části je v důsledku vymezení vůlí atd.

Aby bylo možno komplexně posoudit tuhost válcovací stolice, zavádí se ještě pojem absolutní a relativní tuhosti stolice. Absolutní tuhostí rozumíme průměrnou tuhost stolice  $K_A$  mezi nulovým bodem a pracovním bodem  $F$  (viz obr. 2) stolice, kterému odpovídá deformace  $\Delta h_A$ . Relativní tuhostí stolice pak budeme rozumět průměrnou tuhost  $K_R$  kolem pracovního bodu  $F$  stolice, kterému odpovídá deformace  $\Delta h_R$ .

#### 3.2. Vliv tuhosti stolice na regulaci podélného profilu válcovaného pásu

Při rozboru a studiu řízení válcovací tratě a regulace válcování materiálu na konstantní tloušťku je velmi důležitá, krom elastické křivky stolice, ještě plastická křivka

materiálu znázorněná v obrázku 2 jako křivka 2. Když elastickou křivku stolice zobrazující vlastnosti použité stolice a plastickou křivku materiálu zachycující podmínky válcování zakreslíme do jednoho diagramu, dostaneme elasticko - plastickou křivku stolice. Společným rozbořem obou křivek můžeme získat mnoho důležitých informací pro potřebný regulační zásah do válcovacího pochodu. Na obr. 2 je zachycena elasticko-plastická křivka stolice, která válcuje vývalek o tloušťce  $h$ . Dojde-li z určitého důvodu například ke zvětšení součinitele tření, případně ke zvětšení meze kluzu válcovaného materiálu, bude mít plastická křivka materiálu čárkovaný průběh. Tím dojde k přesunutí rovnovážného bodu  $F-h$  tak, že rovnováha se vytvoří při větší hodnotě válcovací síly  $F'$  a větší výsledné tloušťce válcovaného materiálu  $h'$ . Chceme-li udržet stálou výstupní tloušťku válcovaného materiálu, musíme stavěním stolice zmenšit válcovací mezeru tak, jak je znázorněno na obr. 2. Čárkovaná charakteristika protne plastickou křivku materiálu v novém rovnovážném bodu  $F''-h$ , tedy při původní tloušťce válcovaného materiálu, což bylo účelem regulačního zásahu. Z obr. 2 je dále patrné, že relativní tuhost stolice, která udává vlastně směrnici přímkové náhrady elastické křivky stolice v blízkosti pracovního bodu, značně ovlivňuje interval rozptylu tloušťky válcovaného materiálu. Čím vyšší bude tuhost válcovací stolice, tím menší bude tento interval a tím menší budou požadavky na regulační zásahy do válcovacího procesu.

Velice důležitou elastickou křivku stolice je možno získat, jak je dále v referátu uvedeno, buď experimentálním měřením na díle či teoretickým výpočtem.

#### 4. Experimentální stanovení elastické křivky dvacetiválcové stolice

Experimentální stanovení elastické křivky dvacetiválcové stolice ŠKODA C2-1200 bylo provedeno v rámci výzkumného

měření ve VIZ Sverdlovsk. Při zjišťování této závislosti bylo nutno měřit jednak velikost válcovací síly a dále pak velikost odpovídajících pružných deformací stolice.

#### 4.1. Měření válcovací síly

Měření válcovací síly bylo převedeno na měření deformace stojanu stolice pomocí čtyř speciálních mechanických zesilovačů deformace. Na těchto zesilovačích, jejichž tvar je patrný z obr. 4, byly nainstalovány 4 tenzometry SM 120 v celomůstkovém zapojení. Zesilovače byly před použitím proměřovány na trhacím stroji a naměřené charakteristiky jsou uvedeny na obr. 4. V oblasti použití snímače lze charakteristiku snímače považovat za lineární. Na základě výsledků rozsáhlého tenzometrického měření, o němž pojednává referát "Modelové měření stojanu dvacetiválcové stolice", bylo stanoveno nejvhodnější místo pro umístění těchto zesilovačů.

Mechanické zesilovače deformace byly epoxidovou pryskyřicí přilepeny v rovině válcování na vnitřních stěných vývrtů stojanu pro vstup a výstup pásu. Ze signálů snímačů byla určována celková válcovací síla  $F$ . Cejchování těchto snímačů bylo prováděno přímo na stojanu dvacetiválcové stolice a to na začátku i na konci měření. Cejchovní síla byla určována 12 dynamometry, které byly umístěny ve speciálním cejchovním přípravku. Tento cejchovní přípravek byl uložen do stolice místo pracovních válců a stolice byla po stupních zatěžována.

#### 4.2. Měření pružných deformací stolice

Při měření deformací byla měřena jednak deformace pyramidy válců vůči stojanu, dále pak deformace stojanu ve směru osy  $x$ ,  $y$  a celkový posuv pístní tyče hydraulického stavění, jenž je možno přes převodový poměr přepočítat na odpovídající posuv pracovního válce. Měření bylo provedeno v klidu i při protáčení stolice. V pracovní mezeře nebyl žádný vývalek a pracovní válečky dosedaly na sebe. K mě-

ření deformace byly použity setinové indikátorové hodinky, posuv pístnice byl měřen snímačem posuvu Hottinger. Výsledná elastická křivka stanovená na základě těchto měření je uvedena jako skutečná charakteristika na obr. 3. V důsledku hysteresečních jevů vyskytujících se u dvacetiválcové stolice vykazuje i tato křivka určitou hysterese.

## 5. Teoretický výpočet tuhosti dvacetiválcové stolice

Dvacetiválcová stolice je velice složité strojní zařízení skládající se z mnoha částí. Celková výsledná pružná deformace stolice je dána součtem pružných deformací jednotlivých částí. Při požadované veliké tuhosti stolice je nutné, aby tuhost jednotlivých částí byla co největší a jejich počet co nejmenší. Zjišťováním podílu pružení jednotlivých částí stolice na celkové hodnotě pružné deformace se zabývala řada autorů. Z těchto rozborů vyplývá, že na výsledné pružné deformaci stolice se největší měrou podílí :

- ploštění a pýchování válců
- pružné deformace opěrné osy a jejího uložení
- pružné deformace stojanu

Teoretické výpočty pružných deformací a tuhostí byly provedeny na počítači pomocí programů, které budou v následující části stručně popsány.

### 5.1. Výpočet ploštění a pýchování válců

Jak již bylo uvedeno v kapitole 5, má ploštění a pýchování válců rozhodující vliv na celkové pružení stolice a tím i na výslednou hodnotu konstanty tuhosti dvacetiválcové stolice. K výpočtu ploštění válců byl použit vztah dle (3), řešící přiblížení středů dvou přitlačovaných válců v důsledku jejich ploštění.

$$\Delta w = \frac{2 \cdot (1 - \nu^2)}{\pi \cdot E} \cdot p \cdot \left[ \frac{2}{3} \cdot \ln \frac{\pi \cdot E \cdot (d_1 + d_2)}{4 \cdot (1 - \nu^2) \cdot p} \right] ,$$

$$p = \frac{F_i}{l}$$



Tento vztah byl naprogramován v jazyce FORTRAN do programu VM4. Na obr. 5 je schematicky znázorněno uspořádání a číslování válců v pyramidě spolu s rozkladem válcovací síly. Z obrázku je patrné, že bylo zapotřebí řešit celkem 7 styků válců. Dle uvedeného vztahu nelze již počítat styk druhých vložených válců 3, 6 s ložisky opěrných os, neboť v případě opěrných ložisek se nejedná o homogenní válec a problém stanovení jejich pružení je mnohem složitější a je o něm pojednáno v další části. Pružení válců 3, 6 na styku s opěrnými ložisky je zjednodušeně počítáno programem VM6 jako pružení válce přitlačovaného na rovinu, to jest dle výše uvedeného vztahu při uvažování  $d_2 = 0$ .

## 5.2. Výpočet pružné deformace opěrné osy a jejího uložení

Celkové konstrukční uspořádání opěrné osy je patrné z obrázku 6. Na opěrné ose je nasazeno šest opěrných ložisek 3, opěrná osa je uložena v sedmi "T" kusech 6.

### 5.2.1 Stanovení pružné deformace ložisek opěrných os.

Pružná deformace opěrného ložiska se skládá z pružné deformace valivých elementů a pružné deformace vnějšího kroužku.

O rozložení zatížení na jednotlivé válečky válečkového ložiska při jeho radiálním zatížení existuje řada teoretických a experimentálních prací např. Lundberga, Meldaua, Rumbargerera. V těchto pracích se vycházelo při vyjádření rozložení namáhání radiálně zatíženého válečkového ložiska z předpokladu, že jak vnitřní, tak i vnější kroužek ložiska je ohybově tuhý. Při užití ložiska jako opěrné kladky však odpadá pro vnější kroužek podpůrný účinek ložiskového otvoru a je nutné připustit jeho pružné deformace. Při uvažování této okolnosti je tedy zapotřebí stanovit deformaci vnějšího kroužku s ohledem na síly od jednotlivých válečků. U uzavřeně-

ho vnějšího kroužku to představuje třikrát vnitřně staticky neurčitý systém. Další řešení vede na použití iterační metody a vzhledem k velkému objemu výpočtů je pochopitelné, že tento výpočet se dá účelně řešit pouze pomocí počítače. U firmy INA, jejímiž ložiska jsou opěrné osy vybaveny, byl sestaven program, který umožňuje vypočítat deformace a zatížení ložiska v závislosti na ohybové tuhosti vnějšího kroužku, vnitřní vůli ložiska, počtu válečků, počtu řad válečků atd. Výsledky tohoto programu byly firmou INA pro použitá ložiska dodány a jsou použity v dalším výpočtu.

### 5.2.2 Výpočet pružné deformace T kusu.

Výpočet byl proveden programem A6K2, v němž je použito metody konečného prvku. Protože v současné době je k dispozici pouze program na výpočet rovinné úlohy, bylo nutné zvolit vhodný řez, který zachycuje charakter zatěžování. Z důvodů symetrie byla řešena pouze polovina tohoto řezu, vyplněná 49 elementy. Zatěžující silou byla reakce od uložení opěrné osy počítané jako staticky neurčitý nosník na sedmi podporách programem ASN-2.

### 5.3. Výpočet pružné deformace stojanu

Stojan dvacetiválcové stolice se liší od stojanů všech ostatních typů stolic svou monoblokovou koncepcí, zajišťující minimální deformace soustavy válců a tudíž i mimořádně úzké tolerance tloušťky válcovaného pásu. Pro teoretický výpočet deformací a napjatosti stojanu vplynuly po rozboru dvě možnosti :

- 1/ úlohu formulovat jako rovinnou a použít metodu konečných prvků
- 2/ úlohu formulovat jako prostorovou a použít soubor programů standardního software počítače ICL-1905 značených ANALYSIS OF SPACE FRAME. S přihlédnutím na prosto-

rový charakter úlohy bylo použito druhé metody. Při návrhu náhradního modelu pro výpočet je stojan uvažován jako dokonale symetrické těleso. S ohledem na tuto symetrii může být prostorová prutová konstrukce navrhována pouze pro 1/8 tělesa stojanu (viz obr. 7), která je také výpočtem řešena. Náhradní prostorová prutová soustava obsahuje 72 prutů a 43 styčnicků a je schématicky znázorněna na obr. 8. Zatížení je nutné zavádět na prut a proto byly zatěžovány pruty náhradní prostorové prutové konstrukce umístěné v rovinách výslednic F4 a F5. Tyto výslednice jsou určeny z rozkladu sil v pyramidě válců (obr. 5) a jsou přenášeny na stojan opěrnými osami. Opěrné osy byly počítány jako staticky neurčitý nosník na sedmi podpěrách zatěžovaný silami F4, F5 rovnoměrně rozloženými do šesti úseků představujících zatížení od opěrných ložisek. Reakce stanovené tímto výpočtem byly použity jako zatěžovací síly náhradní prostorové prutové konstrukce počítané dle programu X3UC ze souboru ANALYSIS OF SPACE FRAME.

Uvedený program počítá :

- posuvy a natočení v každém styčnicku konstrukce
- osově síly, smykové síly, kroutící a ohybové momenty
- reakce a jejich směr v každém podpěrném styčnicku

Je možné provést srovnání výsledků výpočtu s výsledky tenzometrického měření na modelu, o kterém je pojednáno v referátu "Modelové měření na modelu dvacetiválcové stolice". Např. na základě srovnání vypočteného a naměřeného napětí podél sloupu v rovině válcování je možné konstatovat zcela vyhovující shodu. Výpočet nemůže dokonale vystihnout pouze určité koncentrace napětí, vyskytující se na díle či modelu. Celkově lze však považovat výpočet pomocí prostorové prutové konstrukce za naprosto vyhovující.

#### 5.4. Výpočet celkové deformace a tuhosti stolice

Výsledky předcházejících programů jsou vstupními daty pro program VM5 provádějící postupné skládání těchto deformací a výpočet teoretické absolutní tuhosti stolice. Návaznost všech předcházejících programů na tento program je patrna z obr. 9. Opakovaným výpočtem byla spočtena hodnota celkové deformace a tuhosti pro válcovací sílu 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 kN. Grafické znázornění těchto výsledků je uvedeno na obr. 3 jako teoretická charakteristika. Z této teoretické charakteristiky a na základě výsledků výzkumného měření ve VIZ Sverdlovsk lze stanovit následující hodnoty :

teoretická absolutní tuhost :  $K_{AT} = 2450,45 \text{ kN/mm}$

teoretická relativní tuhost :  $K_{RT} = 2631,57 \text{ kN/mm}$   
(pro oblast 3000-3500 kN)

skutečná absolutní tuhost :  $K_{AD} = 1806,91 \text{ kN/mm}$

skutečná relativní tuhost :  $K_{RD} = 2673,79 \text{ kN/mm}$

Z výsledků je patrná velmi dobrá shoda relativní teoretické i skutečné tuhosti dvacetiválcové stolice v oblasti válcovací síly 3000 - 3500 kN. Rozdíl mezi absolutní tuhostí díla a teoretickou absolutní tuhostí, je dán podstatně větší oblastí progresivního pružení u skutečné charakteristiky. Zde se totiž projevují vlivy teoretickým výpočtem těžko postižitelné, jako například vymezení vůlí a nerovnosti ve stykových plochách, povrchová tuhost materiálu atd.

Uvedeným programem VM5 byl opakovaným výpočtem, při postupném uvažování dílčích vstupních deformací, stanoven též podíl jednotlivých částí stolice na její celkové pružné deformaci a sice takto :

pružení válců + ložisek	66 %
pružení stojanu	31 %
pružení uložení os - T kusů	3 %

## 6. Závěr

Jak bylo v předcházejících kapitolách několikrát uvedeno, je tuhost dvacetiválcové stolice velmi důležitá hodnota a to jak z hlediska konstrukčního, tak i z hlediska provozního. Cílem všech nových konstrukčních řešení dvacetiválcových stolic by mělo být dosažení co největší hodnoty této tuhosti a tím i dobrých autoregulačních vlastností stolic. Sledujeme-li historii výpočtu stolic, vidíme určité výpočtové etapy. Do jisté doby se návrh stolic prováděl čistě z pevnostního hlediska. Na základě vyšších požadavků na jakost válcovaných výrobků, je třeba kromě pevnostního hlediska uplatňovat i hledisko deformační. Celkové pružné charakteristika stolice by se měla stát, s ohledem na automatické řízení válcovací tratě, jedním z běžně udávaných parametrů.

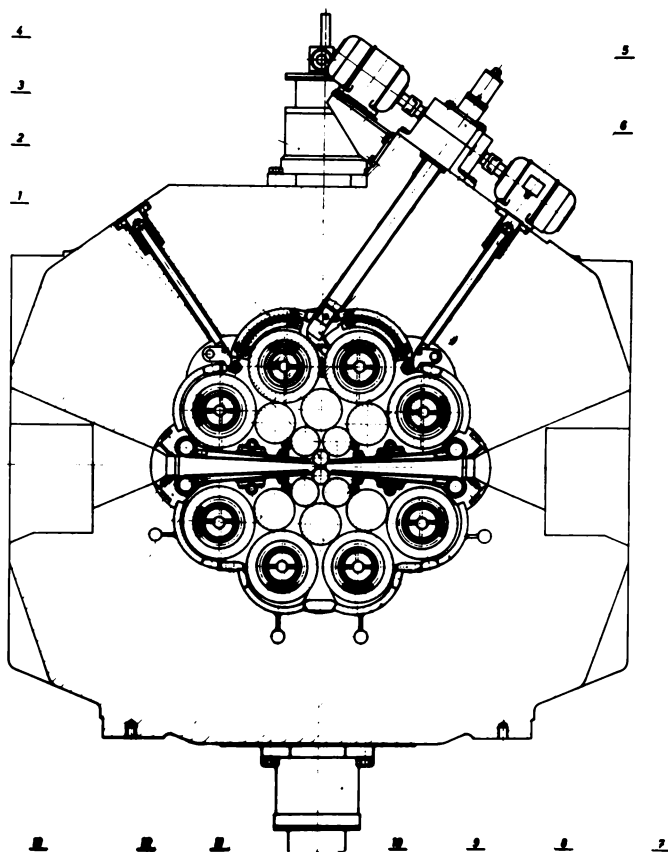
Porovnáním výsledků teoretického výpočtu tuhosti dvacetiválcové stolice a výsledků provozního měření na díle, je možno konstatovat velmi dobrou shodu. Teoretická relativní tuhost  $K_{RT}$  v oblasti válcovací síly 3000 - 3500 kN vypočtená programem VM5 je 2631,57 kN/mm a skutečná relativní tuhost díla  $K_{RD}$  zjištěná při provozním měření je 2673,79. Uvedená metoda výpočtu se tedy ukazuje jako zcela vyhovující pro teoretické stanovení pružných deformací a tuhosti dvacetiválcové stolice.

Seznam vyobrazení :

- obr. 1 - řez dvacetiválcovou stolicí
- obr. 2 - elasticko-plastická křivka stolice
- obr. 3 - teoretická a skutečná elastická křivka dvacetiválcové stolice
- obr. 4 - mechanický zesilovač deformace a jeho charakteristika
- obr. 5 - schema rozkladu sil a geometrie dvacetiválcové stolice
- obr. 6 - horní opěrná osa s regulací průhybu
- obr. 7 - 1/8 stojanu stolice uvažovaná při výpočtu pružných deformací
- obr. 8 - schema náhradní prutové soustavy pro výpočet  
ANALYSIS OF SPACE FRAME
- obr. 9 - algoritmus výpočtu tuhosti dvacetiválcové stolice

Seznam použité literatury :

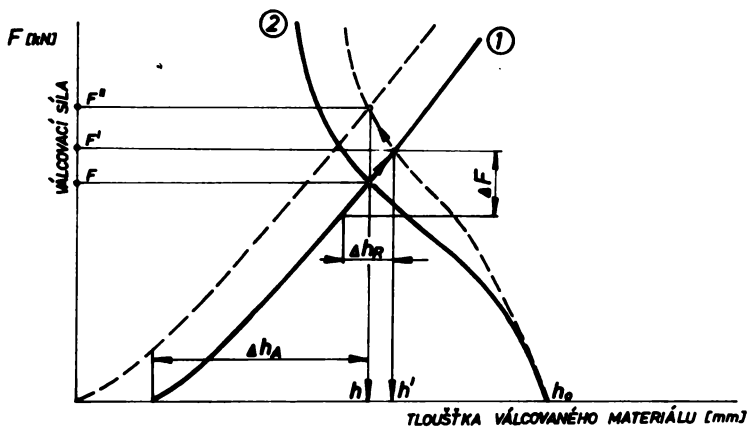
- 1/ Ing. Otmar Palzer  
Technologičtí a strojní činitelé, ovlivňující přesnost válcování  
Hutnické listy č. 11, 1971, str. 787-796
- 2/ Helmut Reihlen, Berlín  
Tuhost stolice a spotřeba práce při válcování širokých pásů z nerezavějících ocelí za studena na 20-ti válcových stolicích  
Stahl und Eisen č. 5, 1972, str. 195-203
- 3/ A. Föppl  
Vorlesungen über technische Mechanik  
svazek V. : Die wichtigsten Lehren der höheren Elastizitätstheorie, Leipzig 1907
- 4/ Ing. Jiří Brabec  
Dvacetiválcové tratě Škoda pro přeešené válcování pásů  
Hutnické listy č. 1, 1973, str. 23-31
- 5/ Ing. Ladislav Lukáš CSc  
Soubor programů fy ICL-Analysis of Space Frame  
Výzkumná zpráva ÚVZÚ SV 3559
- 6/ J. Vogel  
Programování v jazyce FORTRAN  
SNřL 1972
- 7/ Výzkumná zpráva ŠKODA Vh 24634-S  
Měření dvacetiválcové stolice ve VIZ Sverdlovsk
- 8/ Ing. M. Hudeček, Ing. J. Majer  
Výzkumná zpráva ŠKODA Vh 21804-S  
Optimalizace tvaru stojanu dvacetiválcové stolice



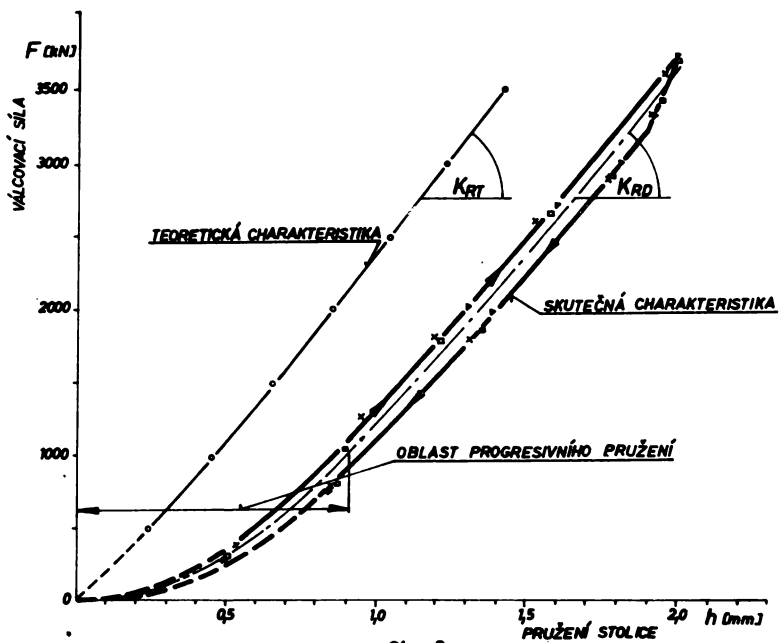
Obr. 1

1 - monoblok stojanu, 2 - pracovní válec, 3, 7, 9 - opěrné osy, 4 - hydraulické válce aktivního stavění válců, 5 - pohon mechanismu regulace průhybu válců, 6 - pružné zachycení opor horních dvou opěrných os, 8 - první mezilehlé válce, 10 - hydraulické stavění spodní pyramidy, 11, 12 - druhé mezilehlé válce, 13 - vodítka s tryskami pro přívod oleje a tlakového vzduchu

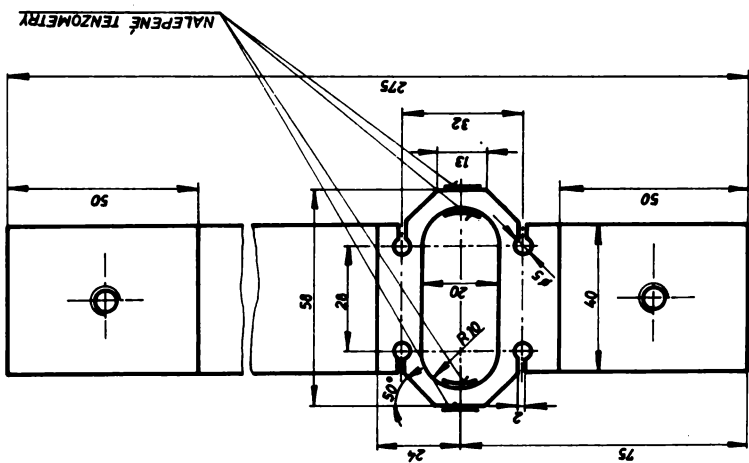
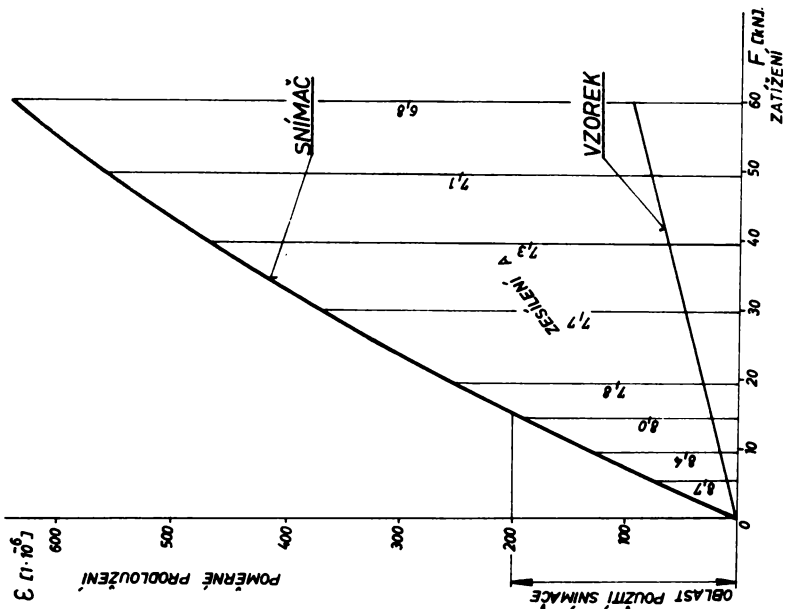




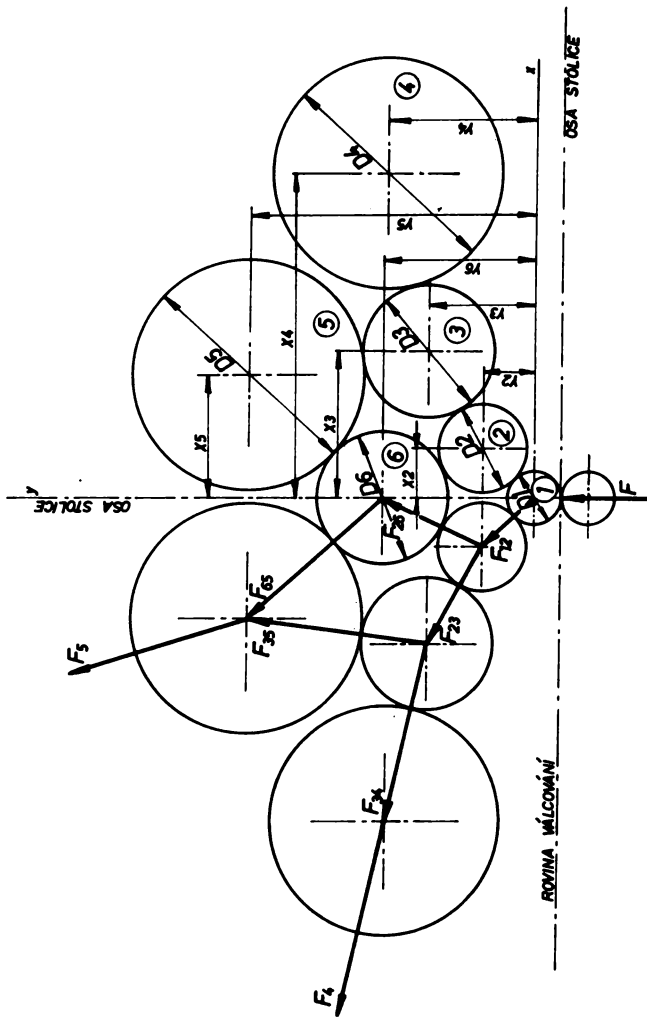
Obr. 2



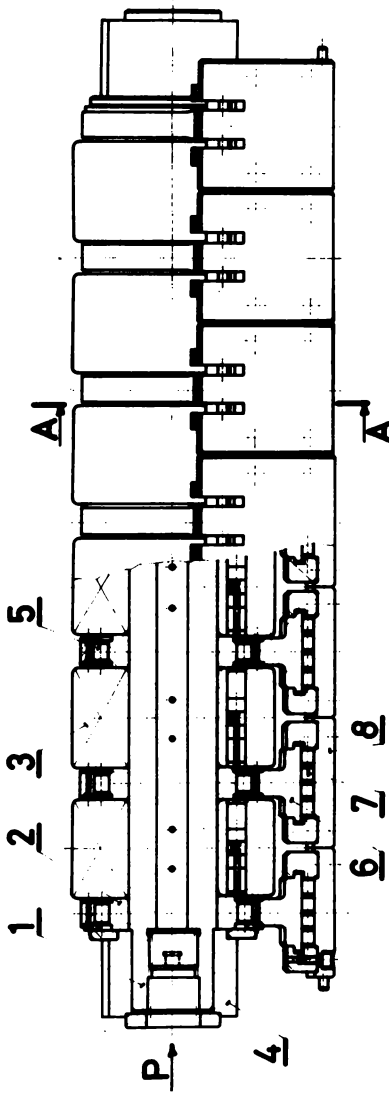
Obr. 3



Obr. 4

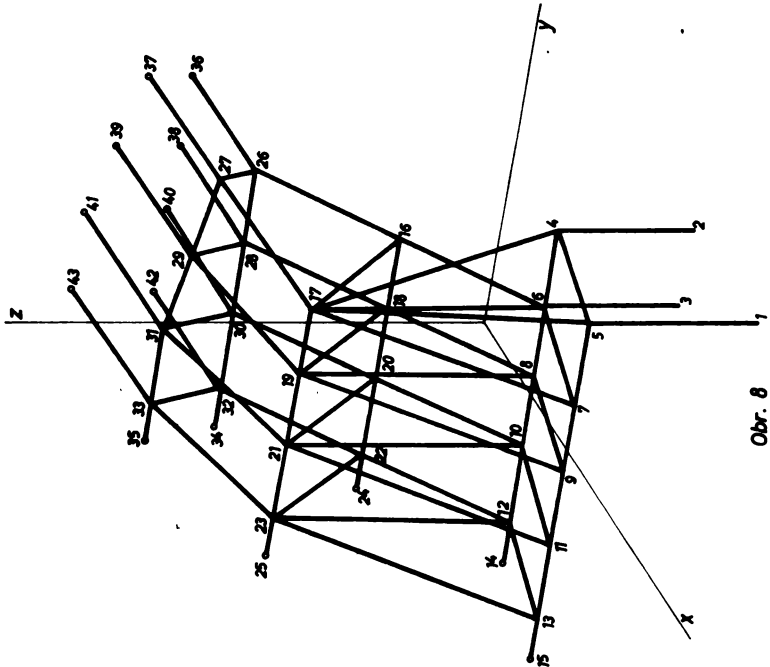


Obr. 5

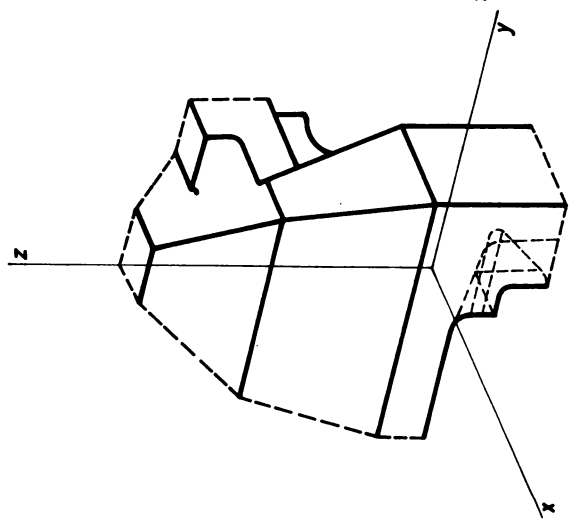


Obr. 6

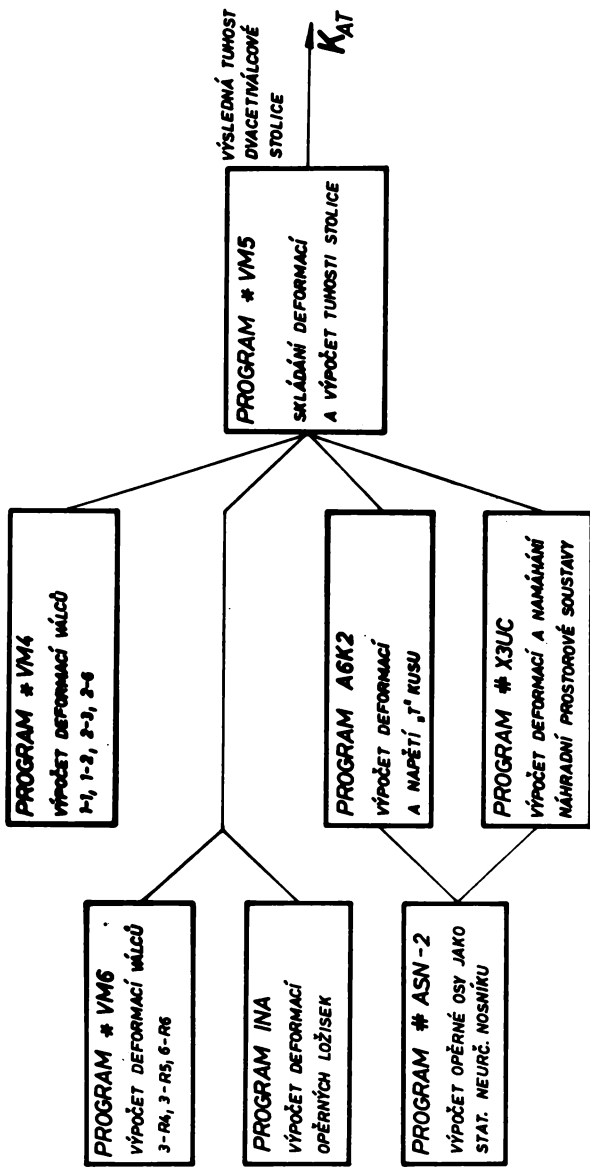
- 1 - vlastní osa, 2 - excentr, 3 - válečkové ložisko, 4 - ozubený segment,
- 5 - válečky uložení excentru, 6 - opěrné sedlo, 7 - válečky uložení sedla,
- 8 - dráha uložení sedla



Obr. 8



Obr. 7



Obr. 9