

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Milan Satorie

**Deformace ramene vahadla v montážním celku
ventilového mechanismu**

Diplomová práce

2002

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program 23-01T - strojní inženýrství

Studijní obor: Aplikovaná mechanika

Zaměření: Inženýrská mechanika

Katedra částí a mechanismů strojů

Deformace ramene vahadla v montážním celku
ventilového mechanismu.

Deformation of lever arm assembly
in valve mechanism.

Milan Satorie

KST - 18599

Vedoucí práce: prof. Ing. Jan Honců, CSc.
Konzultant: Ing. Tomáš Zúbek, TU v Liberci

Počet stran: 57
Počet příloh: 9
Počet tabulek: 11
Počet obrázků: 23
Počet grafů: 10

Datum odevzdání: 24.5. 2002

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Studijní rok: 2001/2002

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

Milan S a t o r i e

obor

Aplikovaná mechanika

zaměření

Inženýrská mechanika

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Deformace ramene vahadla v montážním celku ventilového mechanismu

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Prostudujte výkresy montážního celku a souvisejících součástí. Seznamte se v dostatečné míře s programovým systémem pro výpočty metodou konečných prvků, a to zejména pokud jde o řešení statických úloh s dotykem součástí.
2. Vytvořte trojrozměrný model mechanismu ovládajícího sací nebo výfukový ventil. Doplněte i části související se sousedními mechanismy a zvolte vhodné okrajové podmínky. Pro tuto výpočtovou strukturu odhadněte přiměřené množství objemových konečných prvků.
3. Vypočítejte deformace ramene vahadla při zatěžování silou ve směru osy ventilu a podepření zdvihátka v místě vačky. Určete napětíový stav vahadla při některých zatíženích.
4. Spolu s konzultantem v HDL připravte a proveďte měření deformací a napětí, která by mohla být srovnávána s některým z výsledků výpočtů podle bodu 3.
5. Naměřené a vypočtené výsledky porovnejte.

KST/104

V24/02 S

57s., 9s. příl.

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva: cca 50 stran textu včetně obrázků
- grafické práce: množství nezbytné pro snadné pochopení látky čtenářem

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

Publikace z oboru rozvodových mechanismů spalovacích motorů.

Podklady pro práci s metodou konečných prvků.

Publikace o měření napětí pomocí elektrických odporových tenzometrů.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jan Honců, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Tomáš Zůbek, HDL v Doubí, TU Liberec.



doc. Ing. Zdeněk Pustka, CSc.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.
děkan

V Liberci, dne 9.11.2001

ANOTACE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Studijní program 23-01T - strojní inženýrství

Diplomant: Milan Satorie

Téma práce: **Deformace ramene vahadla v montážním celku
ventilového mechanismu.**

**Deformation of lever arm assembly
in valve mechanism.**

Číslo diplomové práce: 18599

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jan Honců, Csc.

Konzultant: Ing. Tomáš Zúbek, TU v Liberci

Stručný výtah:

Práce se zabývá problematikou deformace a napjatostí ramene vahadla zabudovaného do montážního celku ventilového mechanismu s využitím metody konečných prvků. Pro řešení úlohy je proveden návrh vhodných okrajových podmínek a odhad přiměřeného množství objemových elementů. Výsledky jsou porovnány s naměřenými hodnotami.

Abstract:

This work deals with the deformation and stress problems of lever arm assembly in valve mechanism by using finite element method. The design of advisable boundary conditions is done for problem solution and estimation of adequate number of finite elements. The results of computation are compared with measured values.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o použití mé DP a prohlašuji, že **souhlasím** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

V Liberci 19.5.2002

Milan Satorie
.....

Milan Satorie

Místopřísežné prohlášení:

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

V Liberci 19.5. 2002

Milan Satorie
.....

Milan Satorie

Poděkování

Rád bych poděkoval své rodině za podporu během mého studia. Dále děkuji panu prof. Ing. Janu Honcům, CSc. za jeho rady a cenné připomínky při řešení diplomové práce a panu Ing. Tomáši Zůbkovi za ochotnou pomoc při přípravách experimentu.



OBSAH

1	ÚVOD	9
2	VÝPOČET DEFORMACE VAHADLA	10
2.1	POPIS ROZVODU	10
2.2	TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU	11
2.2.1	POPIS UŽITÝCH ELEMENTŮ	13
2.2.2	TVORBA OBJEMOVÉHO MODELU A SÍTĚ ELEMENTŮ VAHADLA	16
2.2.3	TVORBA SÍTĚ ELEMENTŮ MODELU VENTILU, ZDVIHACÍ TYČKY A ZDVIHÁTKA	17
2.2.4	TVORBA SÍTĚ ELEMENTŮ MODELU ČEPU A KOZLÍKU	17
2.2.5	TVORBA KONTAKTNÍCH PÁRŮ	18
2.2.6	ZATĚŽOVÁNÍ MECHANIZMU A OKRAJOVÉ PODMÍNKY	18
2.3	VYHODNOCENÍ VÝPOČTENÝCH DEFORMACÍ VAHADLA V MONTÁŽNÍM CELKU	19
2.3.1	CELKOVÁ DEFORMACE VAHADLA V MONTÁŽNÍM CELKU	19
2.3.2	ZHODNOCENÍ DEFORMACÍ DÍLŮ A JEJICH VLIV NA CELKOVOU DEFORMACI	25
2.4	OVĚŘENÍ DŘÍVE UVEDENÝCH ZJEDNODUŠUJÍCÍCH PŘEDPOKLADŮ	27
2.4.1	OVĚŘENÍ VLIVU ZAOBLENÍ NA VAHADLE	27
2.4.2	OVĚŘENÍ VLIVU BRONZOVÉHO POUZDRA	28
2.4.3	POROVNÁVACÍ MODEL VAHADLA	28
2.4.4	SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODELŮ A URČENÍ MOŽNÝCH CHYB	29
3	VÝPOČET NAPJATOSTI VAHADLA	30
3.1	TVORBA ZPŘESNĚNÉHO MODELU VAHADLA	30
3.1.1	OBJEMOVÝ MODEL	30
3.1.2	TVORBA SÍTĚ ELEMENTŮ VAHADLA	31
3.1.3	ZATÍŽENÍ ZPŘESNĚNÉHO MODELU VAHADLA A OKRAJOVÉ PODMÍNKY	32
3.2	ZHODNOCENÍ NAPĚTÍ NA VAHADLE	32
3.2.1	NAPĚTÍ PŘI ZVOLENÉM ZATÍŽENÍ 1365N	32
3.2.2	ZÁVISLOST NAPĚTÍ VE VYBRANÝCH MÍSTECH NA ZATÍŽENÍ	35
3.2.3	KONTAKTNÍ TLAK	42



4	EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ VÝPOČTU	47
4.1	PŘÍPRAVA EXPERIMENTU	47
4.2	POUŽITÁ MĚŘIDLA	49
4.2.1	SNÍMAČ SÍLY	49
4.2.2	SNÍMAČ POSUVU	49
4.2.3	KOVOVÝ TENZOMETR	50
4.3	POSTUP MĚŘENÍ	51
4.4	VÝSLEDKY MĚŘENÍ	52
5	POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU S MĚŘENÍM	54
5.1	POROVNÁNÍ NAPĚTÍ NA VAHADLE	54
5.2	POROVNÁNÍ DEFORMACÍ V ZÁVISLOSTI NA ZATÍŽENÍ	55
6	ZÁVĚR	56
7	POUŽITÁ LITERATURA	57

POUŽITÉ ZKRATKY a SYMBOLY

OZNAČENÍ	JEDNOTKY	NÁZEV VELIČINY
μ	[-]	Poissonovo číslo
σ_M	[MPa]	měřené mechanické napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí podle HMH
σ_x	[MPa]	normálové napětí ve směru x
σ_y	[MPa]	normálové napětí ve směru y
σ_z	[MPa]	normálové napětí ve směru z
τ_{xy}	[MPa]	smykové napětí v rovině x-y
τ_{xz}	[MPa]	smykové napětí v rovině x-z
τ_{yz}	[MPa]	smykové napětí v rovině y-z
a, b	[mm]	délky ramen vahadla
c	[N/mm]	celková tuhost v místě A obr. 1
c_i	[N/mm]	tuhost v příslušném místě
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	součinitel tření
F	[N]	celková síla působící na ventil
F_M	[N]	měřená síla
i	[-]	převodový poměr vahadla
k_F	[N/V]	konstanta siloměru
k_p	[mm/V]	konstanta měřidla lineárního posuvu
k_t	[-]	konstanta tenzometru
p	[MPa]	tlak
S	[mm ²]	plocha
p_k	[MPa]	kontaktní tlak
R²	[-]	hodnota spolehlivosti regrese
u	[mm]	posuv ventilu v místě A obr. 1
u_M	[mm]	měřený lineární posuv
u_x	[mm]	posuv uzlu ve směru x
u_y	[mm]	posuv uzlu ve směru y



u_z	$[mm]$	posuv uzlu ve směru z
$U_{\text{výst.}}^F$	$[V]$	výstupní elektrické napětí siloměru
$U_{\text{výst.}}^u$	$[V]$	výstupní elektrické napětí měřiče posuvu
$U_{\text{výst.}}^t$	$[V]$	výstupní elektrické napětí tenzometru
$U_{\text{nap.}}$	$[V]$	napájecí napětí tenzometru



1 ÚVOD

Pro pohon strojních zařízení je třeba konstruovat motory jako zdroje mechanické energie. Značnou část z nich tvoří pístové spalovací motory. Vývoj moderních motorů je charakteristický nároky na zlepšující se užité vlastnosti při zachované hmotnosti. To vyžaduje používání kvalitních materiálů, nových výrobních technologií a samozřejmě nových výpočetních postupů.

Spalovací motory obsahují rozvodový mechanismus, který řídí jednotlivé fáze pracovního oběhu. Vlastnosti rozvodového mechanismu spolu s dalšími částmi určují nebo mají vliv na křivky výkonu, kroutícího momentu, spotřebu, startovatelnost, hluk a exhalace motoru.

K výpočtům a měřením byl vybrán šestiválcový motor s hlavou válců společnou pro dva válce. Na každé hlavě jsou tedy čtyři ventilové rozvody. Dva pro mechanismus sání a dva pro výfuk. Z principu práce motoru a z pořadí zapalování jeho válců vyplývá, že v činnosti je vždy pouze jeden z těchto čtyř mechanismů. Čtveřice mechanismů má společný čep vahadel, uložený na dvou kozlících. Dvě vahadla jsou mezi kozlíky, zbývající dvě na vnější straně kozlíků. Pro diplomovou práci byl zvolen jeden z vnitřních mechanismů (viz *obr. 1*) a to mechanismus výfuku.

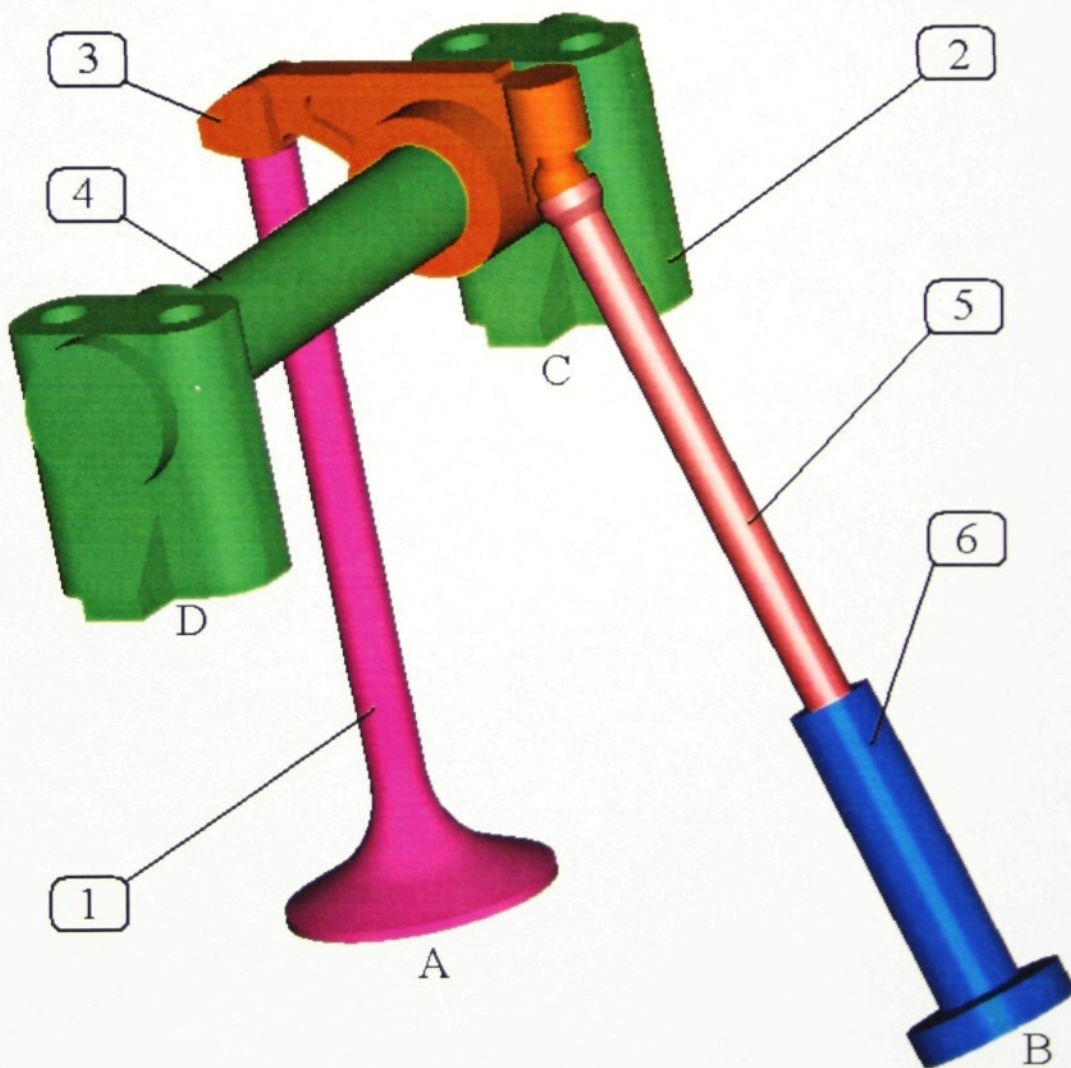
Prvním cílem této práce je nalézt závislost deformací mechanismu na síle působící na ventil. Druhým úkolem je určení napjatosti vahadla v několika krocích zatížení. Oba tyto výpočty jsou v závěru práce porovnány s měřením provedeným v Hydrodynamické laboratoři v Doubí (dále jen HDL).

2 VÝPOČET DEFORMACE VAHADLA

2.1 POPIS ROZVODU

Ventilový OHV rozvod motoru LIAZ M 634 se skládá z těchto částí:

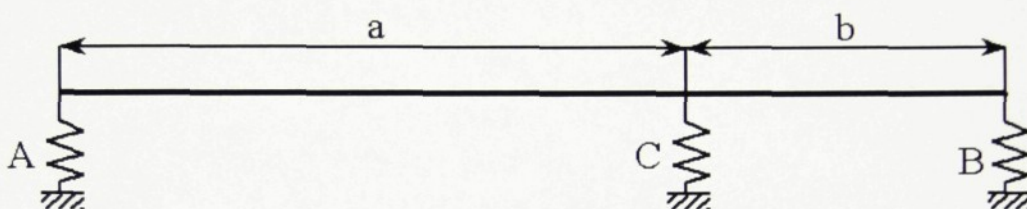
- 1 – výfukový ventil
- 2 – kozlík
- 3 – vahadlo
- 4 – čep kozlíku
- 5 – zdvihací tyčka
- 6 – zdvihátko



Obr. 1 Zjednodušený pohled na OHV rozvod

2.2 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Výpočet deformace montážního celku rozvodového mechanismu bude proveden s využitím metody konečných prvků (dále jen MKP). Aby model nebyl příliš složitý, což by následné výpočty neúměrně prodlužovalo, nebylo možné do modelu zahrnout tak složitou součást jako je hlava válců. Předpokládáme tedy, že nedojde k pohybu dosedacích ploch kozlíku vahadel. Vypočtená tuhost tím vzroste o podíl, který lze stěží předem odhadnout.



Obr. 2 Schéma vahadla

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_A} + \frac{i^2}{c_B} + \frac{(i+1)^2}{c_C} \quad (1)$$

kde $i = \frac{a}{b}$ je převod vahadla.

Situaci v místě upevnění vahadel může vysvětlit i schéma v *obr. 2* převzaté ze semestrální práce [6]. I když samotná tuhost v místě **C** (zohledňující tuhost kozlíku a stěny hlavy válce s dosedací plochou kozlíku) může být poměrně vysoká, člen $(i+1)^2$ sníží její podíl na zlomek původní hodnoty.

Po zavedení předpokladu nekonečně tuhé hlavy válců by se nevyplatilo vynakládat přílišné úsilí na vytváření co nejpřesnějšího modelu. K výpočtu deformací budeme užívat **zjednodušeného modelu**.



Zjednodušení, zřejmé v *obr. 1*, spočívá v následujícím:

1. Modelování pouze jediného rozvodového mechanismu podle *obr. 1*,
2. vypuštění přečnávajících částí čepu,
3. svěrné spojení čepu kozlíku a kozlíku je nahrazeno modelem jednoho nerozděleného tělesa.

Protože takto uvažovaný model nemá žádnou rovinu souměrnosti, nebylo možno zjednodušit model využitím této vlastnosti.

Rozměry pro modelování byly odečítány z výkresů (vahadlo, zdvihací tyčka) nebo odměřovány ze součástí běžnými měřidly (kozlík, čep kozlíku, zdvihátko a ventil).

Při tvorbě modelu bylo vhodné vytvořit tyto souřadné systémy:

- x, y, z - dále označován jako globální,
 - x – příčná osa motoru
 - y – svislá osa motoru
 - z – podélná osa motoru
- ξ, η, ζ - dále označován jako lokální.

Lokální souřadný systém vznikl otočením globálního souřadného systému okolo podélné osy motoru tak, aby osa η byla rovnoběžná s osou rotace zdvihátka.

tab. 1 Tabulka materiálů těles mechanismu

TĚLESO	MATERIÁL	E [MPa]	μ [-]
VAHADLO	OCEL	$2 \cdot 10^5$	0,3
VENTIL	OCEL	$2 \cdot 10^5$	0,3
KOZLÍK	LITINA	$1 \cdot 10^5$	0,25
ČEP KOZLÍKU	OCEL	$2 \cdot 10^5$	0,3
TYČKA ZVÍHÁTKA	OCEL	$2 \cdot 10^5$	0,3
ZDVIHÁTKO	LITINA	$1 \cdot 10^5$	0,25
BRONZOVÉ POUZDRO	BRONZ	$1 \cdot 10^5$	0,31

Součinitel tření mezi jednotlivými tělesy byl zvolen $f = 0,1$. Výjimkou je pár vahadlo-čep kozlíku, kde byl postupně měněn, jak ukazuje tab. 2.

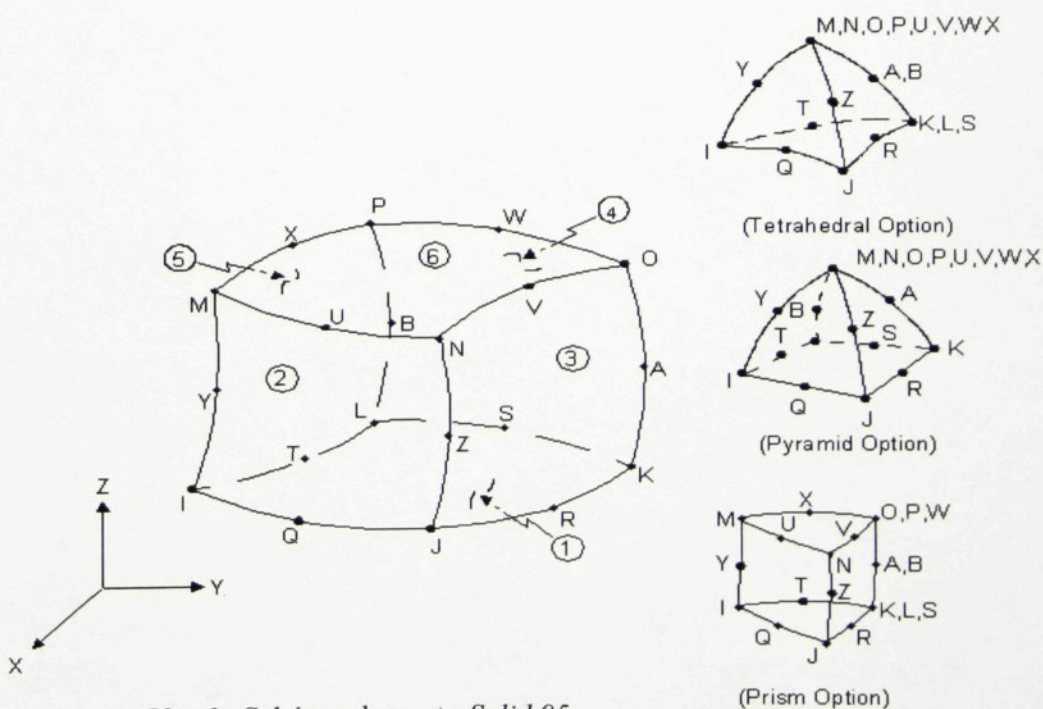
Všechny modelované součásti mechanismu byly vytvořeny užitím systému *proEngineer* s ohledem na uvedená pravidla. Dále je třeba objemový model z *proEngineeru* převést do *Ansysu* a vyplnit prvky. V našem modelu se užije čtyř typů elementů:

- *Solid 95*;
- *Solid 92*
- *CONTA174*
- *TARGE170*

2.2.1 POPIS UŽITÝCH ELEMENTŮ

2.2.1.1 Element Solid 95

Na *obr. 3* je vidět, že element *Solid 95* je šestistěnný, dvaceti uzlový element s osmi uzly v rozích a dvanácti uzly uprostřed hran. Každý z uzlů má 3 stupně volnosti a to posuvy ve směrech souřadných os *x*, *y* a *z*.

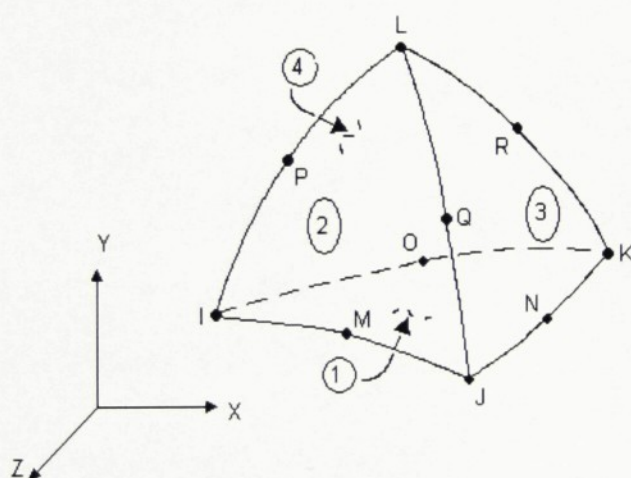


Obr. 3 Schéma elementu *Solid 95*

Tento prvek je schopen přiměřeně vyplnit modelovaný objem, protože jeho tvarové funkce jsou parabolické. V přechodech mezi elementy *Solid 95* a *92* dochází k přeměně šestistěnného tvaru do tří jednodušších – čtyřstěnu, jehlanu a klínu.

Výhodou tohoto elementu před typem *Solid92* je zpravidla několikanásobně menší počet prvků potřebných k vyplnění stejného objemu.

2.2.1.2 Element Solid 92



Obr. 4 Schéma elementu *Solid 92*

Solid 92 je čtyřstěnný prvek s deseti uzly. Čtyři uzly jsou v rozích a šest na hranách. Každý z uzlů má 3 stupně volnosti: posuv ve směrech souřadných os x , y a z . Tento element má také parabolické tvarové funkce, proto je schopen též dobře vyplnit objemy vymezené i zakřivenými plochami. Tento prvek je vhodnější než

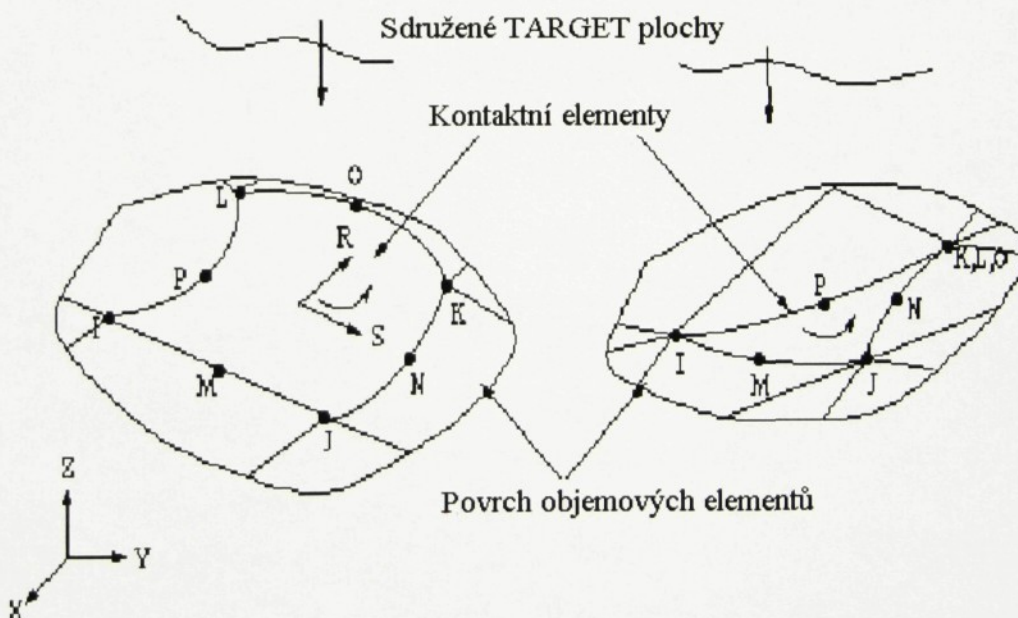
předchozí pro struktury převedené z trojrozměrných modelářů (např. *proEngineer*), protože lze použít samočinného plnění objemů elementy.

2.2.1.3 Elementy typu CONTA 174 a TARGE 170

Elementy *CONTA174* v kombinaci s *TARGE170* umožňují řešit pomocí MKP úlohy, při nichž dochází k silovému dotyku mezi tělesy.

Elementy *CONTA174* představují kontakt a tření mezi prostorovými „cílovými“ plochami (*TARGE170*) a plochou schopnou deformace definovanou těmito elementy. Kontaktní elementy pokrývají část povrchu tělesa určeného objemovými prvky, která může být v kontaktu.

TARGE170 představuje prostorové „cílové“ plochy, které jsou sdruženy s kontaktními elementy *CONTA174*.



Obr. 5 Schéma kontaktních elementů

2.2.2 TVORBA OBJEMOVÉHO MODELU A SÍŤE ELEMENTŮ VAHADLA

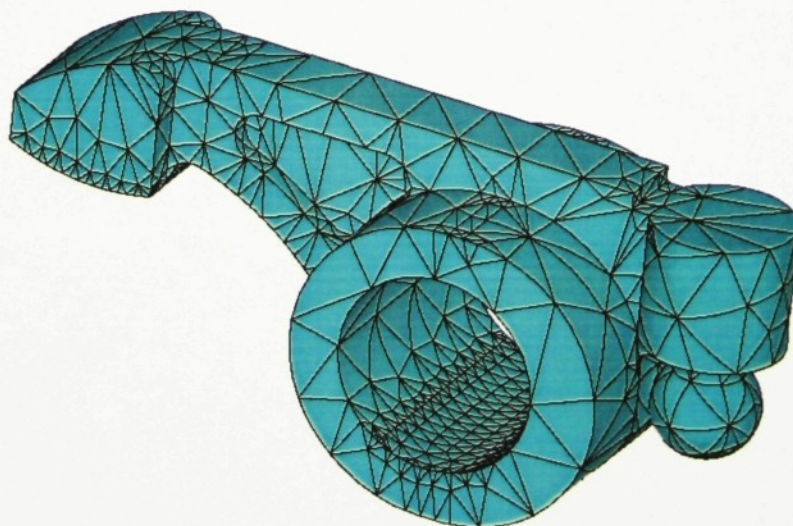
Vahadlo je přesný odlitek složitého tvaru, takže činí při tvorbě sítě elementů značné potíže. Obsahuje především velké množství zaoblení, které tvoří mnoho stěží popsatelných ploch. Má-li síť elementů věrně vystihnout vnější tvar, musela by být nepříjemně jemná. K splnění prvního cíle, získání hodnoty tuhosti, která by celý mechanismus charakterizovala, proto zřejmě postačí model jednodušší.

Zjednodušení modelu vahadla spočívá ve:

1. Vynechání malého otvoru pro přívod oleje v místě kulového čepu,
2. modelování vahadla bez zaoblení s předpokladem, že se průřezové charakteristiky příliš nezmění,
3. zanedbání vlivu bronzového pouzdra (uvažováno jako ocelové),
4. kulový čep vahadla je pevně spojený s vahadlem,
5. vypuštění matice kulového čepu vahadla.

Při vyplnění objemu vahadla elementy jsou použity elementy typu *Solid 92*. Přestože je užitá samočinná tvorba sítě elementů, je nutné pro kvalitní rozdělení objemů prvky předepsat velikost těchto elementů na křivkách a na plochách.

Při tvorbě sítě je třeba v místě, kde dochází ke kontaktu s ostatními součástmi vytvořit hustší síť, viz. lit. [7], [8], protože v místě dotyku je velký gradient napětí.



Obr. 6 Síť elementů vahadla

2.2.3 TVORBA SÍTĚ ELEMENTŮ MODELU VENTILU, ZDVIHACÍ TYČKY A ZDVIHÁTKA

Vzhledem k poměrně jednoduchému tvaru ventilu lze vytvořit síť vytažením. K tomuto postupu je užito elementů *Solid 95*. Pouze část blízka kontaktu je tvořena samočinně, ovšem opět s předepsanou hustotou sítě elementů. V této části ventilu jsou elementy *Solid 95* v modifikované formě jehlanů a čtyřstěnů. Čtyřstěnné prvky jsou dále převedeny na *Solid 92*.

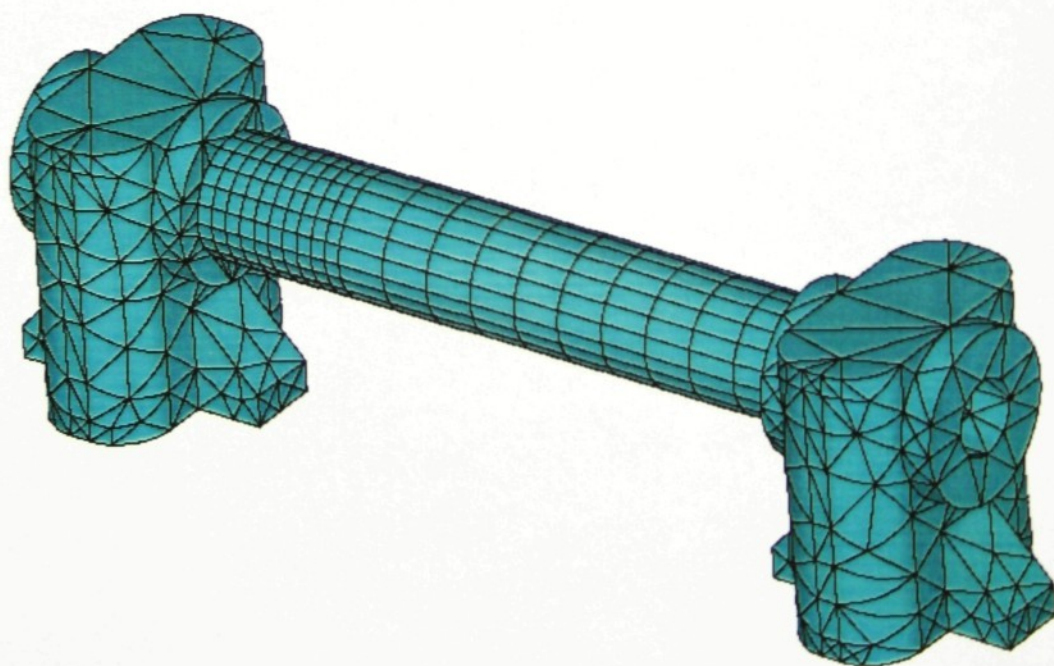
Pro tvorbu sítě elementů zdvihací tyčky a zdvihátka platí totéž co pro ventil.



Obr. 7 Síť elementů ventilu

2.2.4 TVORBA SÍTĚ ELEMENTŮ MODELU ČEPU A KOZLÍKU

Těleso kozlíku se skládá ze tří částí. Čep je dutý a tvarově jednoduchý. Proto pro jeho vyplnění jsou užity elementy *Solid 95*. V místě kontaktu je opět hustší síť elementů.



Obr. 8 Síť elementů kozlíků s čepem

Povrch kozlíků je tvořen velkým množstvím zaoblení. Většina jich byla kvůli zjednodušení vynechána spolu s otvory pro šrouby a otvorem pro přívod oleje. I přes tato zjednodušení je výhodnější použít elementy *Solid 92* s předepsanou hustotou sítě.

2.2.5 TVORBA KONTAKTNÍCH PÁRŮ

Po vytvoření sítě na všech tělesech se na stykových plochách vytvoří kontaktní páry. K tomu se užijí elementy typu *CONTA174* a *TARGE170*. Řešení úloh z mechaniky, při nichž se vyskytuje dotyk těles, jsou nelineární. Právě nelinearita úlohy je hlavním důvodem, proč bylo nutné model dostatečně zjednodušit, protože výpočtový čas takovéto úlohy je mnohonásobně delší než úlohy lineární.

2.2.6 ZATĚŽOVÁNÍ MECHANIZMU A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky:

Soustavě těles bylo zabráněno v pohybu ve všech třech vzájemně kolmých směrech na plochách **B**, **C** a **D** podle *obr. 1*. Tento způsob uložení odpovídá vetknutí.

Bylo nutno zabránit pohybu uzlům náležících ploše **A** ventilu (*obr. 1*) a uzlům v horní části v ose ventilu ve směrech souřadných os **x** a **z**. Tímto způsobem bylo napodobeno vedení ventilu v hlavě válců.

Zatěžování mechanismu:

Zatížení mechanismu je zajištěno postupným zvětšováním síly **F** působící na spodní plochu **A** ventilu o velikosti **S**, jak je vidět na *obr. 1*, a to předepsáním konstantního tlaku **p** působícího na tuto plochu, protože platí:

$$p = \frac{F}{S} \quad (2)$$

Postup zvětšování sil je uveden v *tab. 2*. Tímto způsobem zatížení není zaveden ohybový moment na ventil.

2.3 VYHODNOCENÍ VYPOČTENÝCH DEFORMACÍ VAHADLA V MONTÁŽNÍM CELKU

Soustava vahadla v montážním celku byla postupně zatěžována rovnoměrným tlakem zadávaným na plochu **A** ventilu podle *obr. 1*, který představuje osovou sílu. Síla byla postupně zvyšována v několika nestejných krocích od 0 do 2000N. Mezi vahadlem a čepem vzniká při zatěžování moment čepového tření. Mezi bronzovým pouzdrem vahadla a ocelovým čepem odhadneme součinitel tření $f = 0,005 - 0,01$, což podle [9] odpovídá pohybu při současném mazání olejem. Pokud se povrchy vzájemně nepohybují a jsou mazány (v úvratích), pak je $f = 0,1 - 0,2$. Pro výpočet byly vybrány tři hodnoty tření uvedené v *tab. 2*. Při znázornění deformací jednotlivých částí obrázkem se omezíme pouze na jeden krok, a to zatížení při síle $F = 1365\text{N}$ a součiniteli tření $f = 0,005$, protože zobrazení výsledků barevnými mapami se v jednotlivých krocích liší jenom měřítkem. Přehled výsledků z ostatních kroků zatížení při různém tření bude uváděn v tabulkách.

2.3.1 CELKOVÁ DEFORMACE VAHADLA V MONTÁŽNÍM CELKU

V *grafu 1* je průběh síly působící na ventil v závislosti na jeho posunutí v místě **A** (*obr. 1*) při různých koeficientech tření. Tyto závislosti jsou mírně progresivní. K průběhům byly přiřazeny regresní křivky druhého stupně. Jsou uvedeny v *tab. 3*. Z hlediska přesnosti nahrazení tyto funkce vyhovují, protože hodnota spolehlivosti regrese $R^2 = 1$. Tyto vztahy jsou použité pro výpočet tuhosti dané vzorcem:

$$c = \frac{dF}{du} \quad (3)$$

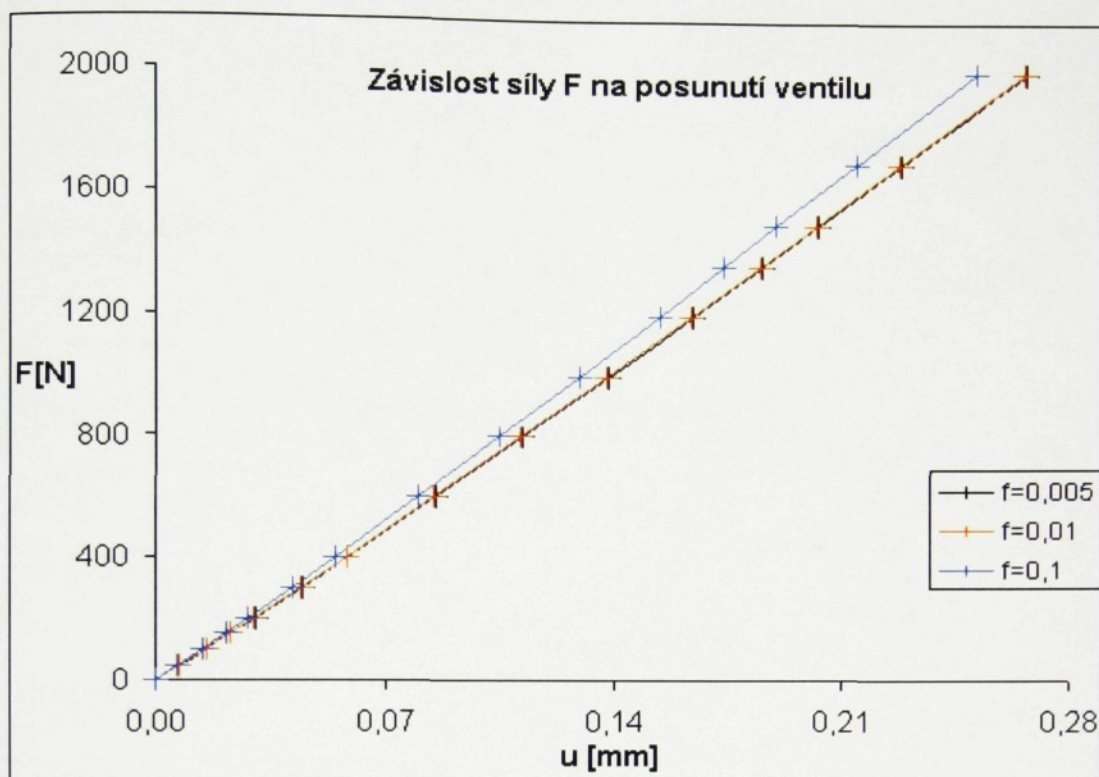
Průběh tuhostí v závislosti na posunutí ventilu v místě **A** (*obr. 1*) je zobrazen v *grafu 2* a číselně vyjádřen v *tab. 2* pomocí vztahu (3). Pokud je síla kvadratickou funkcí posunutí a tuhost derivací této síly, pak má tuhost lineární průběh.

tab. 2 Závislost tuhosti a síly působící na ventil na jeho posunutí

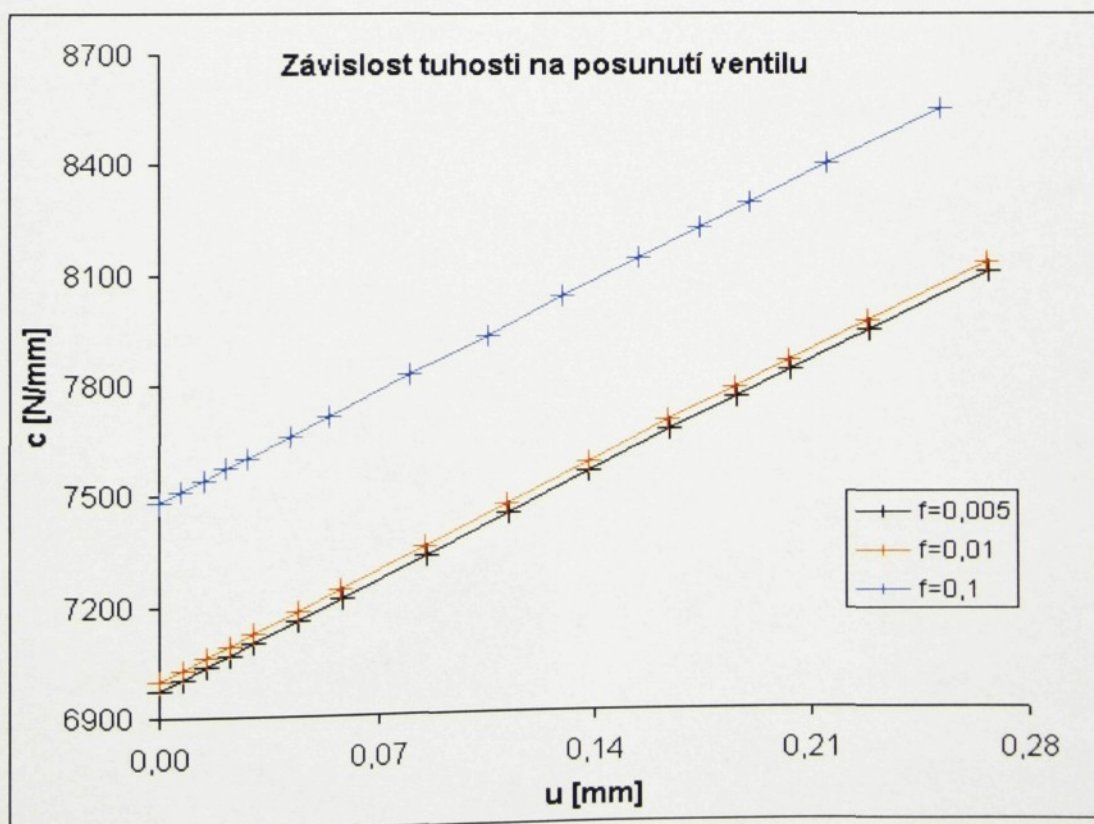
KROK	F [N]	souč. tření $f = 0,005$		souč. tření $f = 0,01$		souč. tření $f = 0,1$	
		u [mm]	c [N/mm]	u [mm]	c [N/mm]	u [mm]	c [N/mm]
0	0	0,0000	6972	0,0000	6997	0,0000	7483
1	50	0,0072	7003	0,0072	7028	0,0066	7511
2	100	0,0152	7036	0,0151	7061	0,0142	7543
3	150	0,0225	7067	0,0225	7092	0,0213	7573
4	200	0,0300	7099	0,0299	7124	0,0279	7601
5	300	0,0442	7159	0,0441	7184	0,0413	7658
6	400	0,0581	7217	0,0578	7242	0,0542	7713
7	600	0,0852	7332	0,0849	7357	0,0801	7823
8	800	0,1119	7445	0,1115	7469	0,1050	7929
9	1000	0,1383	7556	0,1379	7581	0,1295	8033
10	1200	0,1644	7666	0,1638	7690	0,1542	8138
11	1365	0,1857	7756	0,1851	7780	0,1740	8222
12	1500	0,2031	7830	0,2024	7853	0,1903	8291
13	1700	0,2288	7938	0,2280	7962	0,2147	8395
14	2000	0,2670	8100	0,2662	8123	0,2513	8550

tab. 3 Rovnice sil a tuhostí v závislosti na posunutí ventilu

TŘENÍ	SÍLA	TUHOST
$f=0,005$	$F(u)=2110,8u^2 + 6972,3u - 6,5446$	$c(u)=4221,6u + 6972,3$
$f=0,01$	$F(u)=2114,6u^2 + 6997,4u - 6,4947$	$c(u)=4229,2u + 6997,4$
$f=0,1$	$F(u)=2124,6u^2 + 7482,5u - 6,9711$	$c(u)=4249,2u + 7482,5$

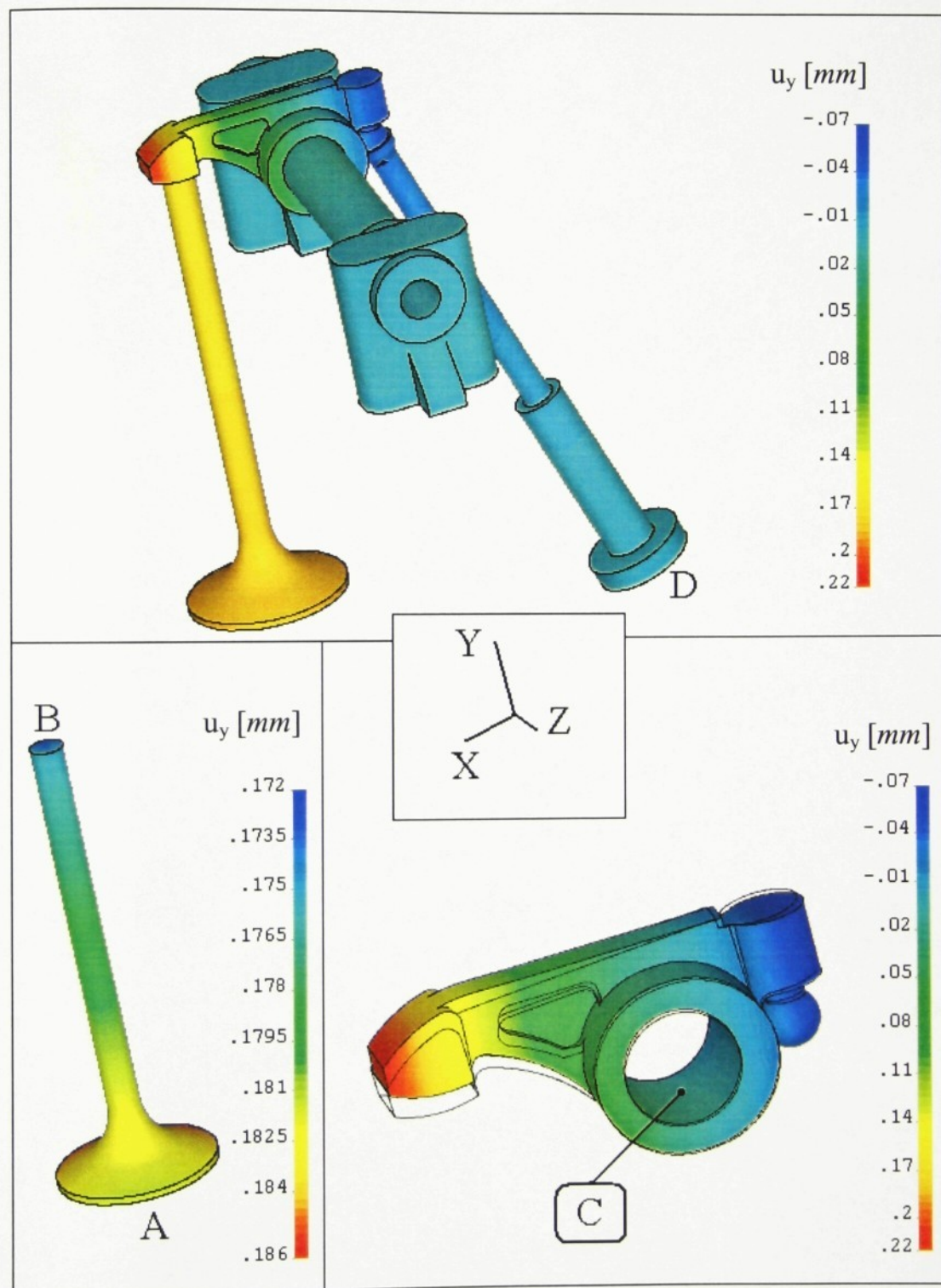


graf 1 Závislost sil působících na ventil na jeho posunutí

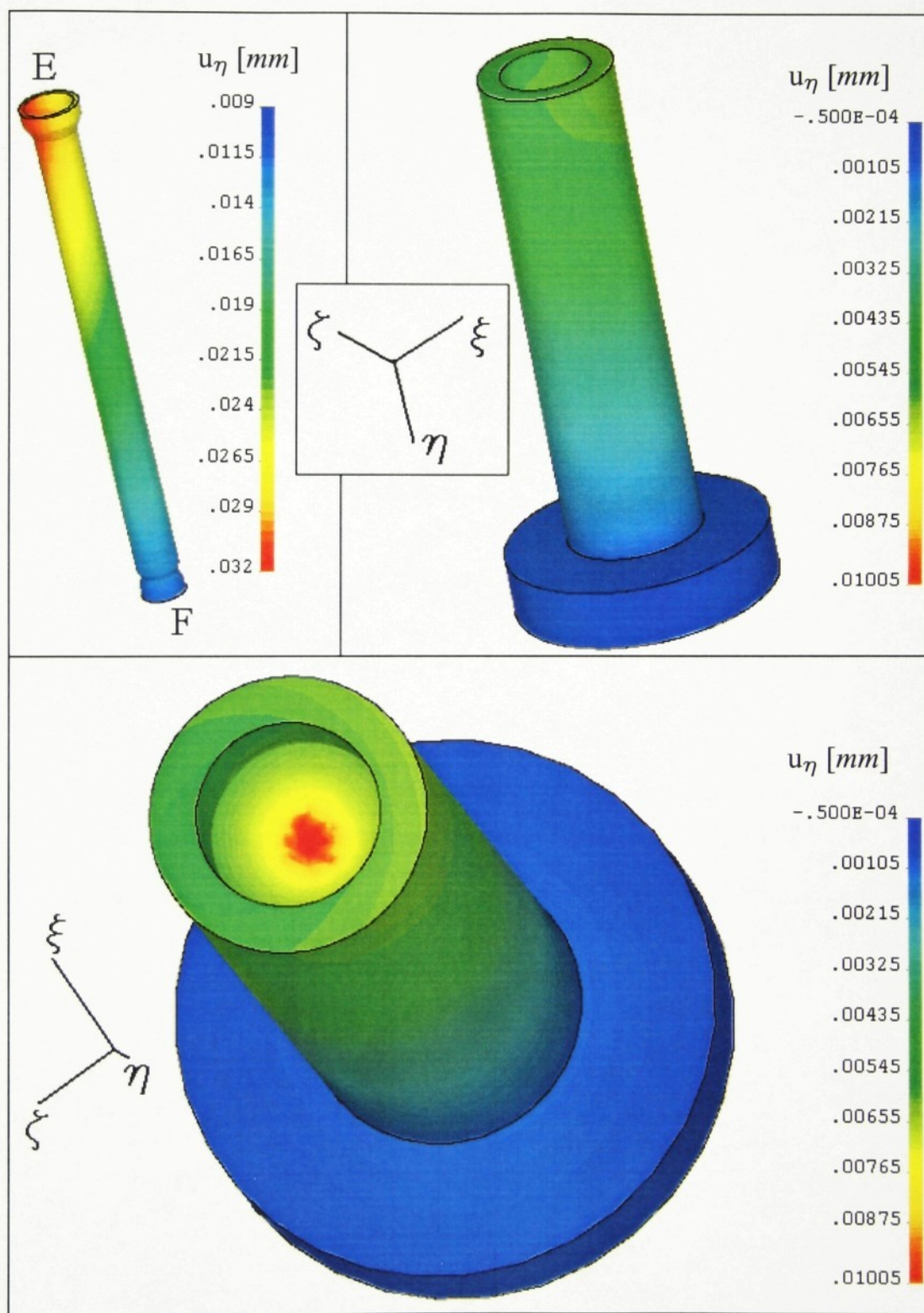


graf 2 Závislost tuhosti celku na posunutí ventilu

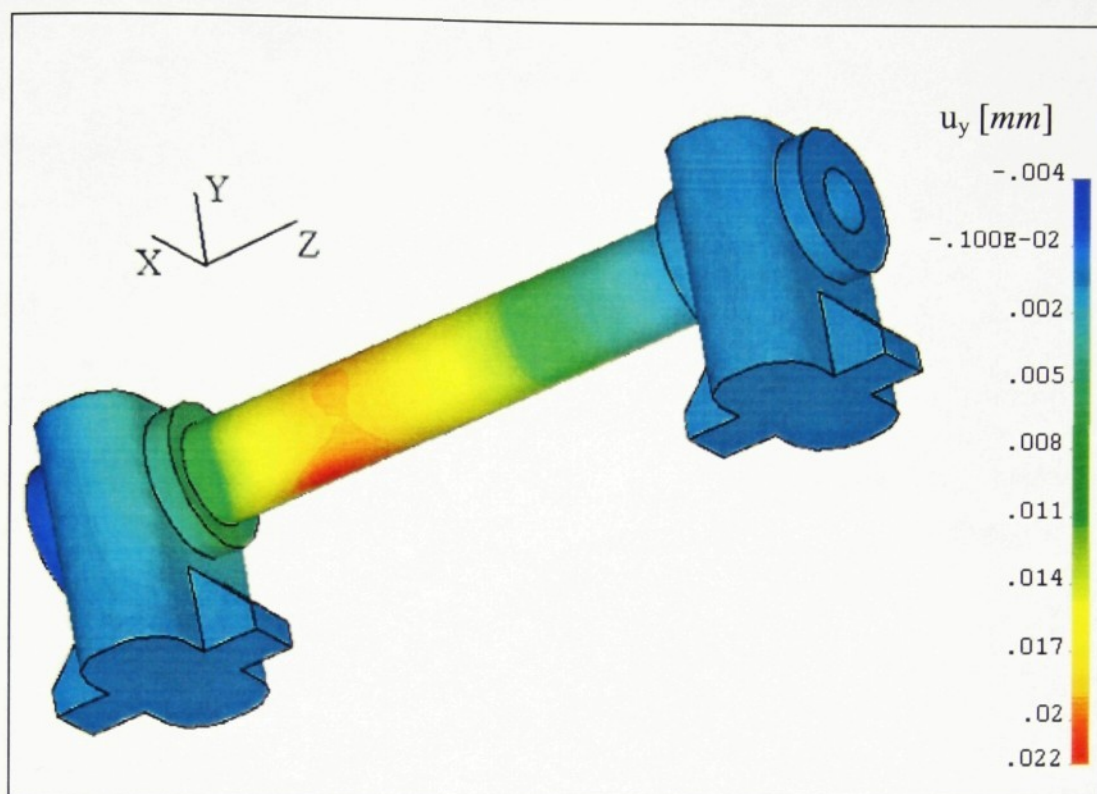
2.3.1.1 Zobrazení a popis vypočtených posunutí



Obr. 9 Posuv uzlů členů rozvodu ve směru y



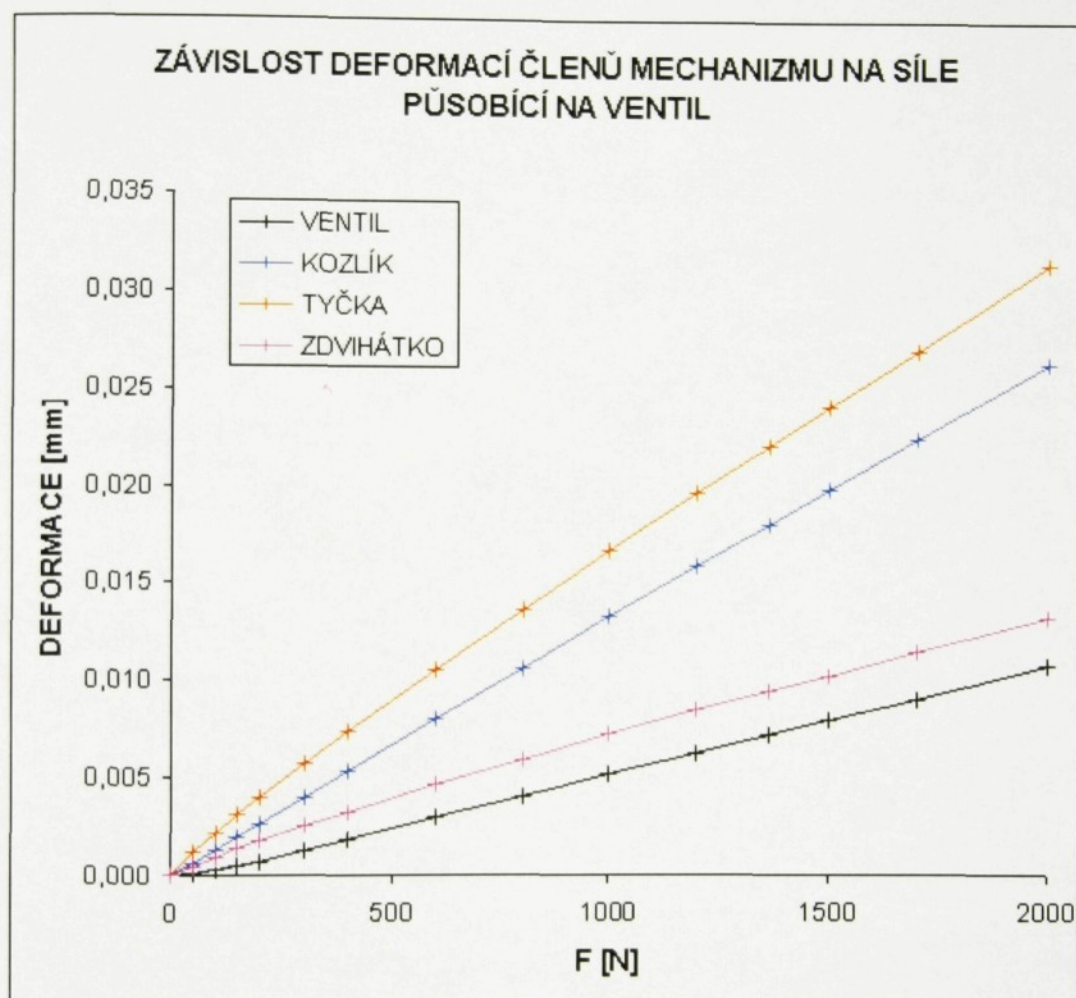
Obr. 10 Posuv uzlů zdvihadka a tyčky ve směru η



Obr. 11 Posuv uzlů kozlíku ve směru osy y

Na obr. 9 až 11 jsou znázorněny posuvy uzlů při zvoleném zatížení $F = 1365\text{ N}$ a součiniteli tření $f = 0,005$. V celkovém pohledu na obr. 9 jsou to posuvy ve směru y v globálním souřadném systému. Stejným způsobem jsou vyobrazeny i posuvy ventilu, vahadla a kozlíku. Ovšem posuvy uzlů ve směru η zdvihátka a zdvihací tyčky jsou již vyobrazeny ve vhodnějších lokálních souřadnicích, které byly k tomuto účelu vytvořeny podle kap. 2.2.

2.3.2 ZHODNOCENÍ DEFORMACÍ DÍLŮ A JEJICH VLIV NA CELKOVOU DEFORMACI



graf 3 Deformace členů mechanismu v závislosti na síle působící na ventil

Hodnoty potřebné pro tvorbu tohoto grafu jsou uvedeny v příloze 5 a 6.

Ventil:

V grafu 3 jsou vynášeny celkové deformace dílů. V případě ventilu se jedná o zkrácení, definované jako rozdíl posuvů uzlů v místě **B** a **A** (obr. 9). Ventil je z největší části válcová součást, která se při osovém zatížení deformuje rovnoměrně. Z hlediska celkové deformace je ventil nejtužším členem mechanismu.

Kozlík:

Deformace kozlíku jsou definované jako posuv místa **C** (*obr. 9*, spodní část kozlíku ve středu styku s vahadlem). Z hlediska celkových deformací je kozlík též poměrně tuhou součástí. Malé deformace kozlíku lze vysvětlit jeho relativní masivností a umístěním zatížení blízko uložení. Deformace kozlíku způsobuje natočení vahadla kolem osy **x** globálního souřadného systému.

Zdvihací tyčka:

Tyčka je namáhána pouze osovou silou, protože kulové plochy na jejích koncích fungují jako klouby. V *grafu 3* je znázorněn průběh deformací tyčky, což v tomto případě odpovídá zkrácení, definovanému jako rozdíl posuvů v místě **F** a **E** na *obr. 10*.

Zdvihátko:

Deformace zdvihátka je definovaná jako posuv místa **F** zobrazeného na *obr. 10*. Na tomto obrázku dole lze také vidět zvětšený posuv uzlů v místě kontaktu těles mechanismu. **Vzájemná závislost deformací těles je hlavním důvodem, proč nelze zjistit deformace jednotlivých dílů odděleně.**

Vahadlo:

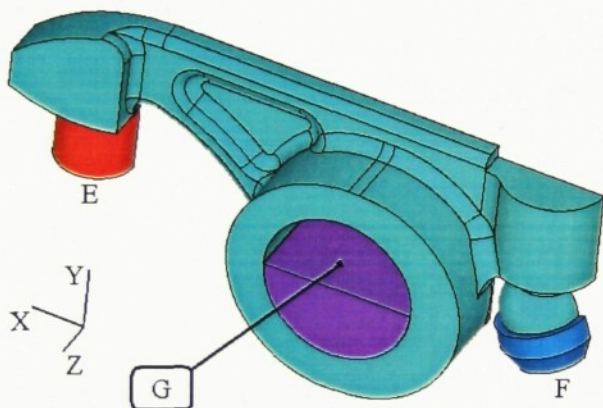
Tato součást je z hlediska celkové deformace mechanismu klíčová. Ačkoliv se vahadlo otáčí na čepu i bez vlastní deformace (pokud by bylo nezatíženo), tak je to díl s naprosto největší poddajností. Všechna ostatní tělesa se při zatížení **F** = 1365N deformují řádově v setinách, případně i tisícinách **mm**, přičemž posuvy vahadla ve směru osy **y** jsou v desetinách **mm**. Je to tím, že je ohýbáno, zatímco ventil, zdvihací tyčka a zdvihátko jsou namáhány tlakem. Deformace vahadla se uskuteční v největší míře mezi ventilem a čepem kozlíku, jak znázorňuje *obr. 9* vpravo dole, kde je vahadlo vykresleno v deformovaném a nedeformovaném stavu.

Vahadlo, přestože je tvarově komplikovaným dílem, se v oblasti mezi nábojem pro čep a ventilem deformuje relativně rovnoměrně. Toto lze pozorovat na *obr. 9* vpravo dole na posuvech uzlů. Sled barev směrem od kozlíku k ventilu téměř kopíruje stupnici.

2.4 OVĚŘENÍ DŘÍVE UVEDENÝCH ZJEDNODUŠUJÍCÍCH PŘEDPOKLADŮ

Vahadlo, jak již bylo zmíněno v kap. 2.2.2, bylo podrobeno několika zjednodušením. Tato zjednodušení by bylo opovázlivé předložit jako skutečnost, aniž bychom alespoň přibližně věděli, jaké chyby se jejich zavedením dopouštíme.

2.4.1 OVĚŘENÍ VLIVU ZAOBLENÍ NA VAHADLE



Obr. 12 Objemový model vahadla se zaobleními

Samotné vahadlo bylo znovu modelováno pouze s přilehlými částmi ventilu, čepu vahadla a tyčky včetně zaoblení, jak je vidět z obr. 12. Výhodou tohoto modelu je možnost využít jeho souměrnosti podle roviny $x \sim y$, čímž se počet elementů sníží na polovinu.

Okrajové podmínky:

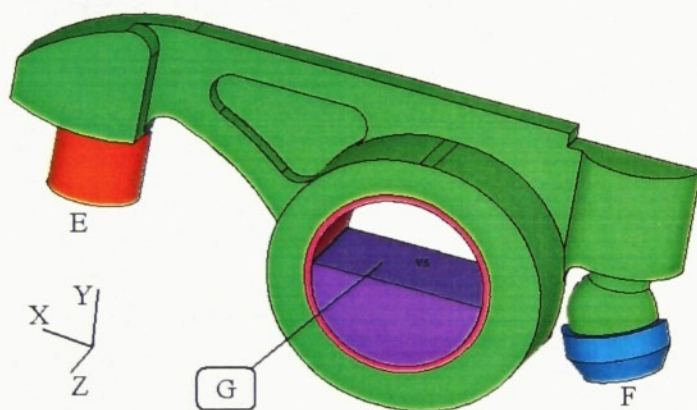
- Zabránění pohybu uzlům ležících v rovině souměrnosti ve směru souřadné osy z ,
- zabránění pohybu uzlům ležících v rovinách G a F (obr. 12) ve směru souřadných os x a y ,
- zabránění pohybu uzlům ležících v rovinách E ve směru souřadné osy x ,
- uzlu v ose souměrnosti ventilu, který neleží v rovině E , byl zabráněn pohyb ve směru x globálního souřadného systému.

Zatížení:

Stav zatížení tohoto modelu byl vyvolán pouze předepsáním posuvů uzlům ležících v ploše E (obr. 12) ve směru souřadné osy y , a to hodnotou $0,2mm$.

2.4.2 OVĚŘENÍ VLIVU BRONZOVÉHO POUZDRA

Bronzové pouzdro, jak již bylo řečeno dříve, je sice tenké, ale na celkovou tuhost mechanismu může mít znatelný vliv, jak vyplývá ze vztahu (1). I poměrně malá změna poddajnosti v místě uložení vahadla se vlivem členu $(i+1)^2$ zvýší několikanásobně.



Upravený model vahadla (obr. 13) je tedy vytvořen z modelu podle kap. 2.2.2 s uvažáním bronzového pouzdra, tentokrát však jako model poloviční. I nadále zůstává zanedbán vliv přesahu pouzdra v otvoru vahadla.

Obr. 13 Objemový model vahadla s bronz. pouzdem

Kvůli věrohodnosti porovnání byla přirozeně zachována veškerá zatížení, která byla uvažována v předchozím modelu.

2.4.3 POROVNÁVACÍ MODEL VAHADLA

Porovnávací model vahadla, aby bylo srovnání platné, je stejný jako kap. 2.2.2. Tento model je stejně zatížen a byly použity stejné části ventilu, čepu kozlíku a zdvihací tyčky odpovídající popisu v předchozích dvou kapitolách.



2.4.4 SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODELŮ A URČENÍ MOŽNÝCH CHYB

Síla **F** v *tab. 4* je reakcí působící na ventil vyvolaná posuvem ventilu.

Jak se ukázalo, odchylka při zanedbání zaoblení je přibližně 2,3%. Vliv zanedbání bronzového pouzdra je větší, což je pravděpodobně způsobeno právě vlivem zesílení podle vztahu (1). Vcelku lze konstatovat, že odchylky jsou mírné, takže zjednodušený model splňuje svůj účel.

tab. 4 Tabulka srovnání upravených modelů s použitým při výpočtu

MODEL	F [N]	ROZDÍL [%]
SE ZAOBLÉNÍMI	2417,5	2,30
S BRONZOVÝM POUZDREM	2376,6	3,95
ZJEDNODUŠENÝ (100%)	2474,3	0,00

Z *tab. 4* vyplývá, že obě zanedbání tuhost vahadla zvyšují. Její přírůstek můžeme nyní zahrnout do dalších úvah při vyhodnocení výpočtů.

3 VÝPOČET NAPJATOSTI VAHADLA

Pro řešení napjatosti vahadla je nutné vytvořit zdokonalený model. V předchozích kapitolách jsme se blíže zabývali deformacemi součástí rozvodu a silami na ně působícími. Při výpočtech deformací nemohly napět'ové špičky vzniklé v malých oblastech zásadně ovlivnit přesnost řešení¹. Nyní budeme sledovat napětí na vahadle, přičemž chování ostatních členů mechanismu pomineme.

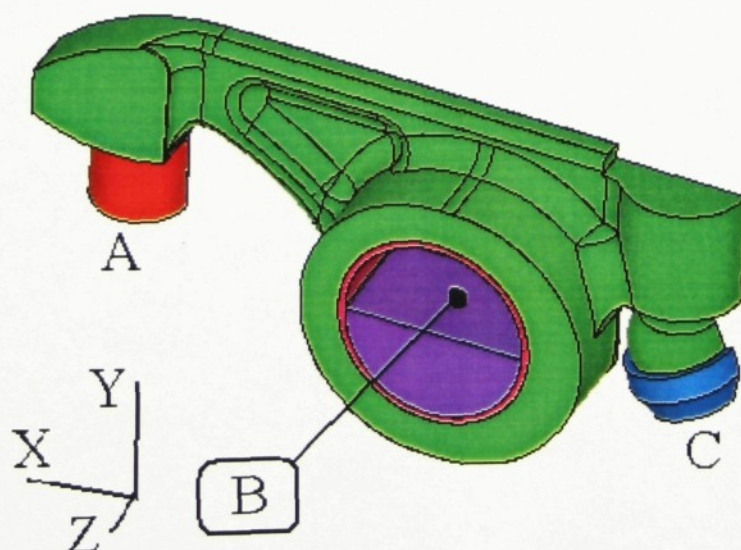
3.1 TVORBA ZPŘESNĚNÉHO MODELU VAHADLA

3.1.1 OBJEMOVÝ MODEL

V této kapitole je vytvořen model vahadla takový, abychom získali přesnější představu o stavech napětí vyvolaných vnějším zatížením.

Zpřesněný objemový model vahadla pro výpočet napětí se liší od předchozího v následujících bodech:

- Jsou modelována veškerá zaoblení hran vahadla,
- je modelováno včetně bronzového pouzdra s materiálovými vlastnostmi podle tab. 1,
- je souměrný podle roviny $x - y$.

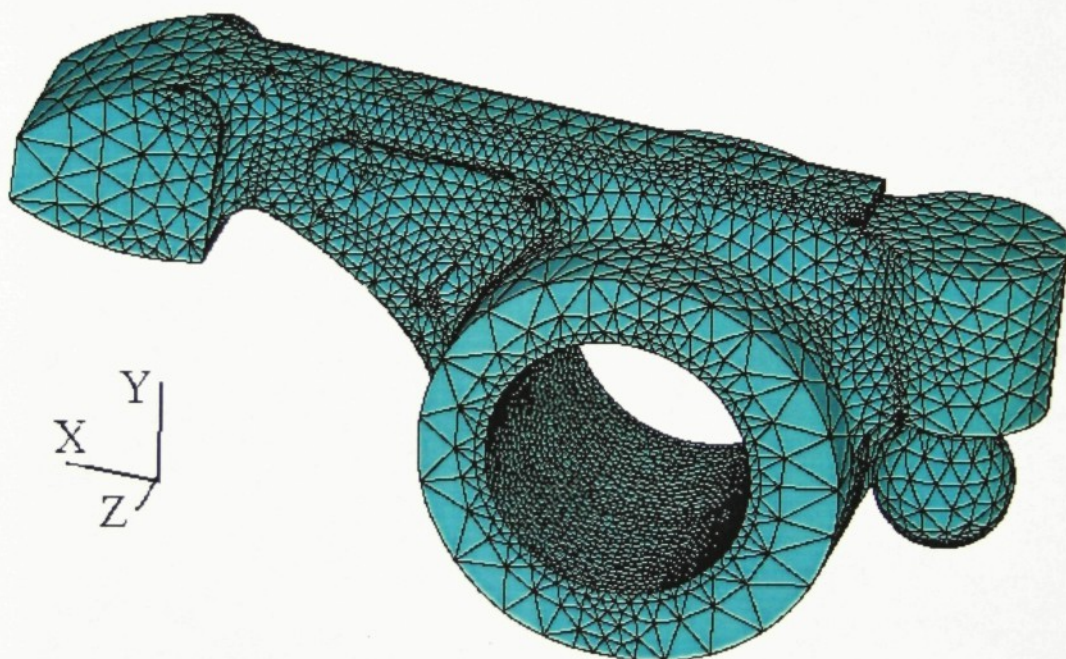


Obr. 14 Zdokonalený objemový model vahadla

¹ Toto bylo ověřováno v kapitole 2.4.1.

3.1.2 TVORBA SÍTĚ ELEMENTŮ VAHADLA

Při plnění objemu vahadla elementy je nutno respektovat předpokládaný gradient napětí. Tedy v místech náhlé změny tvaru je nutno vytvořit přiměřeně hustší síť. Tohoto bylo dosaženo předepsáním počtu elementů podél hran a na plochách objemu vahadla. Kvůli složitosti ploch tvořících objem vahadla je model plněn elementy samočinně s použitím uvedeného částečného řízení. Součinitel tření mezi vahadlem a čepem kozlíku byl zvolen $f = 0,005$.



Obr. 15 Síť elementů zpřesněného modelu vahadla zrcadlená okolo roviny $x - y$

Pro vytvoření odpovídajícího zatížení vahadla byly namodelovány sousedící části ventilu, čepu kozlíku a zdvihací tyčky blízké vahadlu, jak je vidět na obr. 14. Všechna tato tělesa byla vyplněna prvky typu *Solid 92*.

Kontaktní páry byly vytvořeny stejným způsobem jako v kapitole 2.2.5.



3.1.3 ZATÍŽENÍ ZPŘESNĚNÉHO MODELU VAHADLA A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky:

- Zamezení pohybu uzlům ležících v rovině souměrnosti ve směru souřadné osy z ,
- zabránění pohybu uzlům ležících v rovinách **B** a **C** (obr. 14) ve směru souřadných os x a y ,
- zabránění pohybu uzlům ležících v rovinách **A** ve směru souřadné osy x ,
- uzlu v ose souměrnosti ventilu, který neleží v rovině **A**, byl zabráněn pohyb ve směru x globálního souřadného systému.

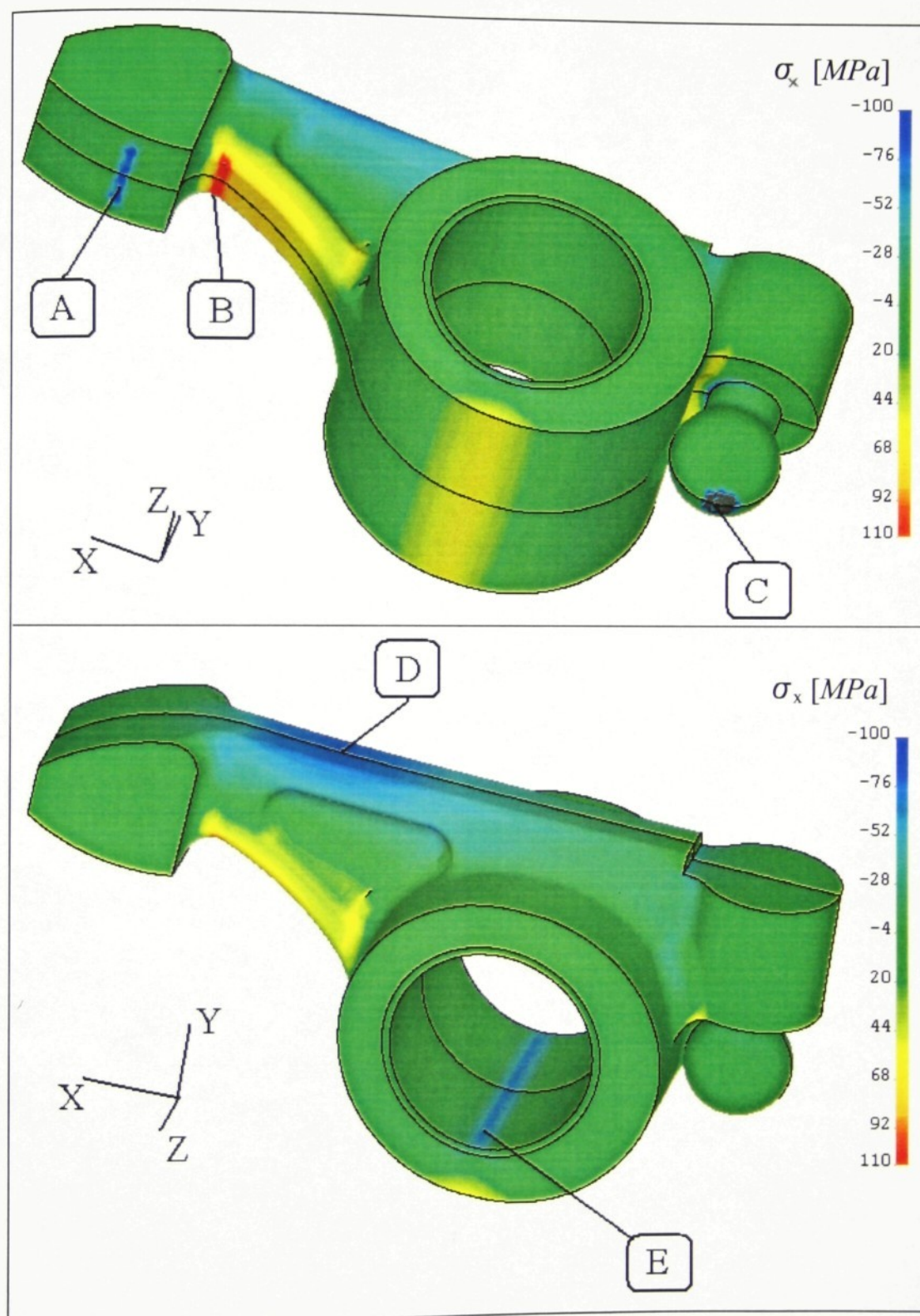
Zatěžování:

Zatížení vahadla je provedeno postupným zvětšováním síly působící na ventil, jak je uvedeno v tab. 5.

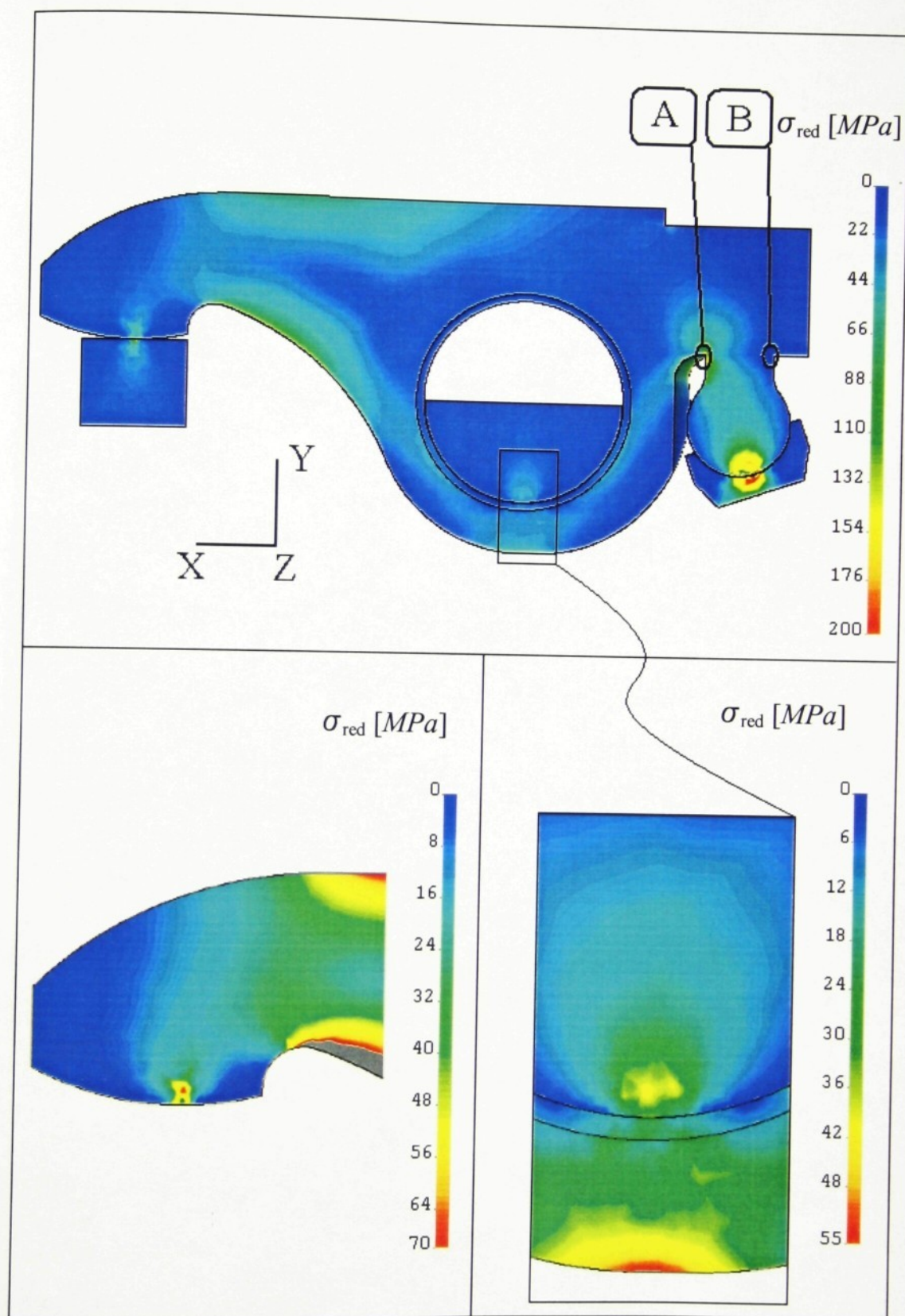
3.2 ZHODNOCENÍ NAPĚTÍ NA VAHADLE

3.2.1 NAPĚTÍ PŘI ZVOLENÉM ZATÍŽENÍ 1365N

Všechna napětí v obrázcích této kapitoly jsou vypočtena pro zatížení $F = 1365\text{N}$. Hodnoty napětí ve vybraných bodech při jiných zatíženích jsou uvedeny v tabulkách a v grafech. Kterákoli dvojice obrázků s odlišným zatížením se od sebe liší v podstatě jen měřítkem.



Obr. 16 Napětí vahadla ve směru osy x



Obr. 17 Napětí podle hypotézy HMPH v rovině souměrnosti



Obr. 16 ukazuje napětí ve směru osy x , které je převážně ohybové. Pro lepší znázornění napětí byl rozsah stupnice upraven. Napětí, která jsou mimo její stupnici (viz. místo **C**), jsou znázorněna na obrázcích šedou barvou. Jak můžeme na obrázku vidět, ohybem jsou nejvíce namáhané oblasti **B** a **D**. Oblast **B** je z hlediska únavy nejnebezpečnější, protože je zde tahové napětí. Při zatížení $F = 1365\text{N}$ dosáhne hodnoty přibližně $\sigma_x = 105\text{MPa}$.

Obr. 17 ukazuje redukované napětí podle hypotézy HMM v rovině souměrnosti. Je zde patrné šíření napětí uvnitř modelu vahadla od míst působení zatěžujících sil a rozložení napětí v místech náhlých změn tvaru. Můžeme pozorovat, jak hluboko pod povrchem je vahadlo ještě ovlivněno dotykem. V místě kontaktu vahadla s tyčkou a spodních dvou detailech je zřetelně vidět, že největší napětí není na povrchu stykových ploch, ale v souladu s teorií Hertze těsně pod povrchem. Pokud by došlo ke vzniku trhliny následkem kontaktních napětí, pak to může být právě v těchto místech.

V místě **A** a **B** na *obr. 17* je zvýšená koncentrace napětí. Ale jak již bylo řečeno při tvorbě modelu, kulový čep a vahadlo jsou pokládány za pevně spojené, takže se napětí může v těchto místech i výrazně lišit od skutečnosti.

3.2.2 ZÁVISLOST NAPĚTÍ VE VYBRANÝCH MÍSTECH NA ZATÍŽENÍ

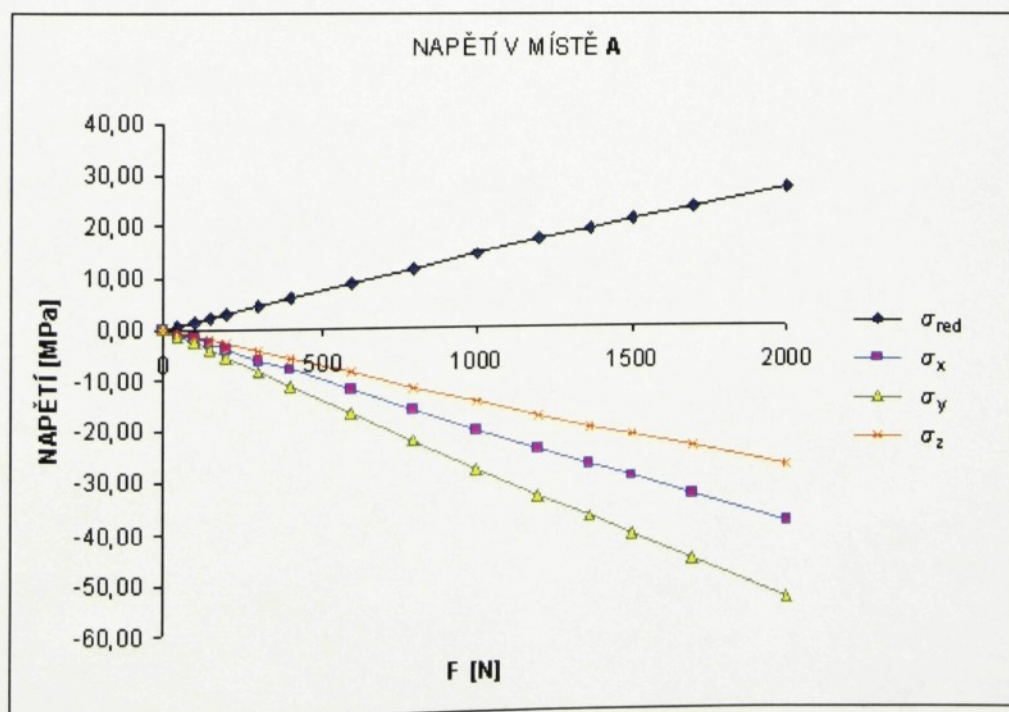
V této kapitole jsou uvedeny závislosti napětí v místech **A** až **E** zobrazených na *obr. 16*. Místům **A** až **E** odpovídají uzly. Hodnoty napětí v těchto uzlech jsou zaznamenány v následujících tabulkách a vyneseny do grafů. Je z nich vypočteno redukované napětí podle vzorce, platného pro hypotézu HMM.

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (4)$$



tab. 5 Tabulka napětí v místě A na obr. 16 v závislosti na zatížení

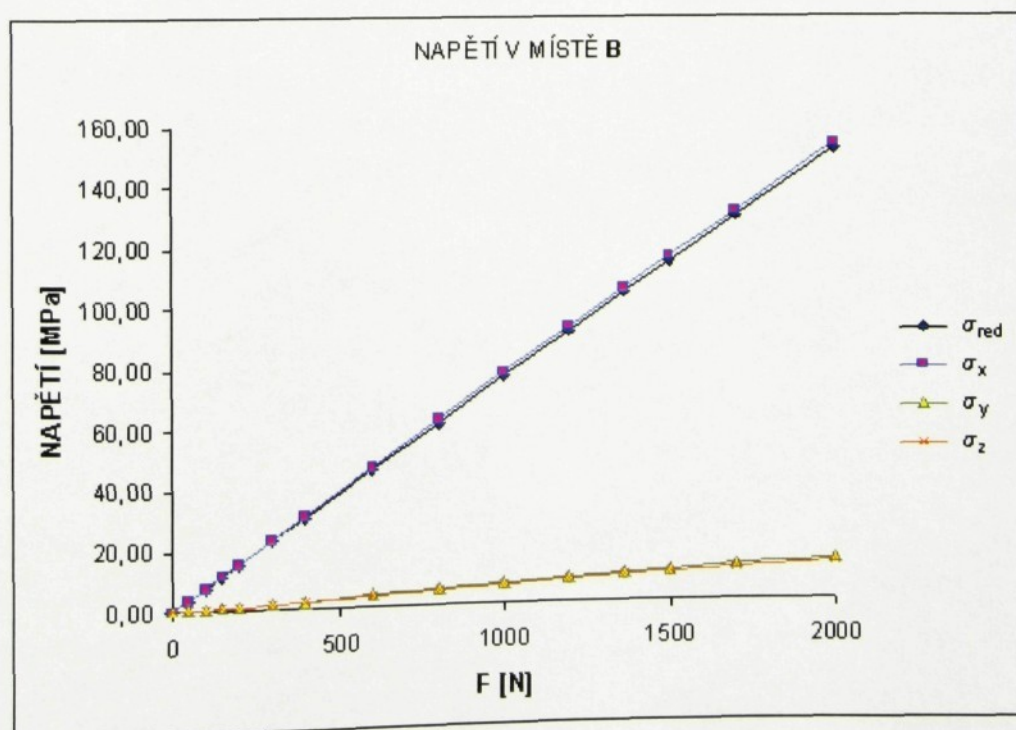
KROK	Síla F [N]	NAPĚTÍ V MÍSTĚ A [MPa]						
		σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{xz}	σ_{red}
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	50	-1,03	-1,41	-0,75	-0,23	0,1	-0,03	0,72
2	100	-2,06	-2,83	-1,51	-0,46	0,2	-0,05	1,44
3	150	-3,09	-4,24	-2,26	-0,69	0,3	-0,08	2,16
4	200	-4,12	-5,65	-3,02	-0,92	0,4	-0,11	2,88
5	300	-6,18	-8,47	-4,53	-1,38	0,59	-0,16	4,31
6	400	-8,25	-11,29	-6,04	-1,85	0,79	-0,22	5,75
7	600	-12,37	-16,93	-9,07	-2,77	1,18	-0,33	8,62
8	800	-16,51	-22,58	-12,1	-3,71	1,58	-0,44	11,50
9	1000	-20,64	-28,24	-15,14	-4,64	1,98	-0,55	14,38
10	1200	-24,7	-33,81	-18,07	-5,49	2,21	-0,63	17,14
11	1365	-27,72	-38,04	-20,15	-6,07	2,22	-0,65	19,20
12	1500	-30,19	-41,5	-21,85	-6,54	2,24	-0,67	20,89
13	1700	-33,87	-46,63	-24,38	-7,24	2,26	-0,7	23,41
14	2000	-39,39	-54,34	-28,19	-8,3	2,29	-0,75	27,22



graf 4 Průběhy napětí v místě A na obr. 16 v závislosti na zatížení

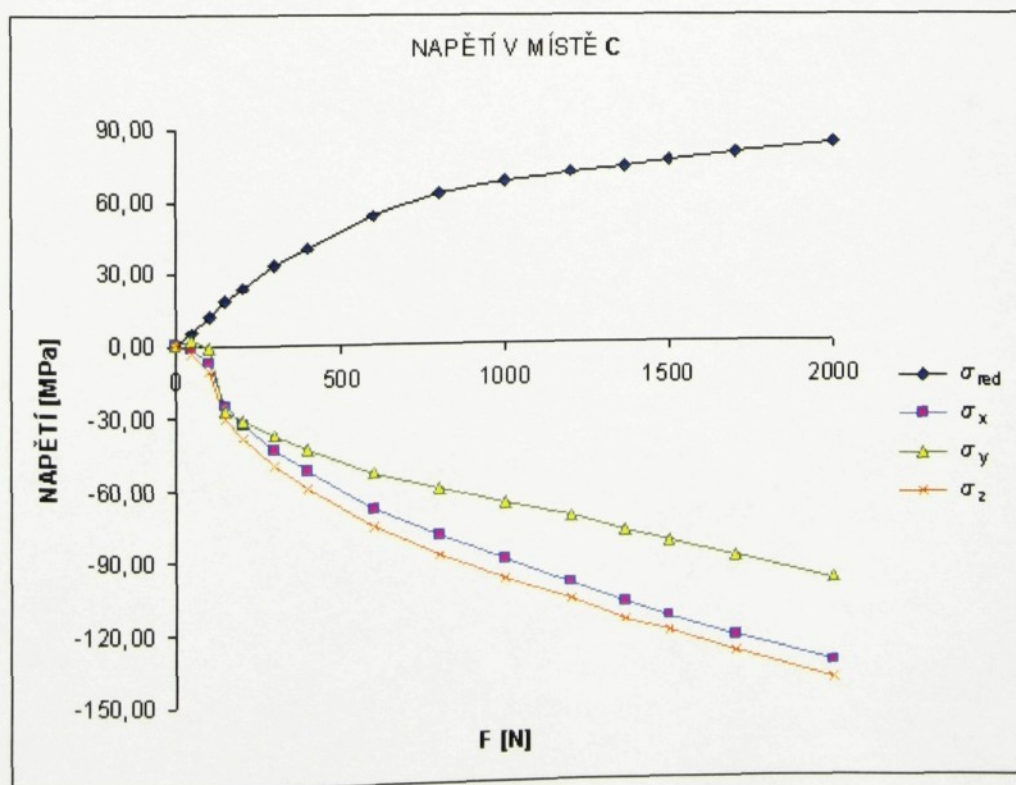
tab. 6 Tabulka napětí v místě **B** na obr. 16 v závislosti na zatížení

KROK	Síla F [N]	NAPĚTÍ V MÍSTĚ B [MPa]						
		σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{xz}	σ_{red}
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	50	3,85	0,34	0,31	-0,76	0,17	-0,24	3,80
2	100	7,7	0,67	0,62	-1,52	0,35	-0,49	7,60
3	150	11,56	1,01	0,93	-2,28	0,52	-0,73	11,40
4	200	15,4	1,35	1,24	-3,04	0,69	-0,97	15,20
5	300	23,11	2,02	1,86	-4,56	1,04	-1,46	22,80
6	400	30,8	2,7	2,48	-6,07	1,38	-1,95	30,40
7	600	46,19	4,04	3,72	-9,11	2,07	-2,92	45,58
8	800	61,56	5,39	4,96	-12,14	2,76	-3,9	60,75
9	1000	76,93	6,74	6,2	-15,17	3,45	-4,87	75,91
10	1200	92,26	8,08	7,43	-18,2	4,14	-5,85	91,04
11	1365	104,91	9,19	8,45	-20,69	4,71	-6,65	103,52
12	1500	115,24	10,09	9,29	-22,73	5,18	-7,31	113,71
13	1700	130,53	11,43	10,52	-25,75	5,86	-8,28	128,81
14	2000	153,47	13,44	12,37	-30,28	6,89	-9,74	151,44

graf 5 Průběhy napětí v místě **B** na obr. 16 v závislosti na zatížení

tab. 7 Tabulka napětí v místě C na obr. 16 v závislosti na zatížení

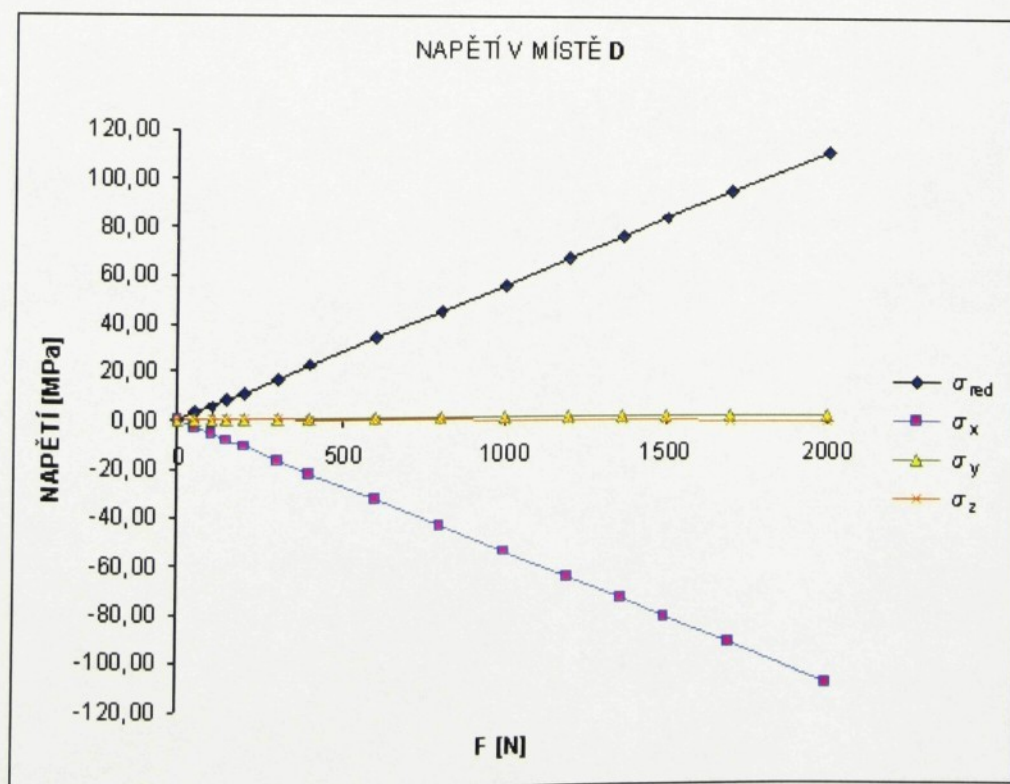
KROK	Síla F [N]	NAPĚTÍ V MÍSTĚ C [MPa]						
		σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{xz}	σ_{red}
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	50	-1,2	2,13	-3,37	-0,34	-1,05	-0,41	5,27
2	100	-7,56	-0,97	-11,2	-1,92	-3,28	0,05	11,70
3	150	-25,45	-27,68	-30,97	-6,35	-5,74	1,68	18,42
4	200	-33,05	-31,33	-38,59	-9,98	-5,97	2,65	23,89
5	300	-43,8	-38	-50,18	-14,39	-6,45	3,64	32,82
6	400	-52,97	-44,4	-60,19	-17,96	-6,87	4,35	40,26
7	600	-68,75	-54,15	-76,78	-24,07	-7,01	5,17	53,20
8	800	-80,5	-60,91	-88,98	-28,42	-6,89	5,52	62,70
9	1000	-91,86	-67,44	-99,5	-29,74	-6,64	5,66	67,18
10	1200	-102,01	-73,73	-109,08	-30,82	-6,47	5,78	71,00
11	1365	-109,98	-79,96	-116,9	-31,95	-6,66	5,94	73,77
12	1500	-116,16	-84,83	-123,01	-32,84	-6,81	6,08	75,93
13	1700	-124,72	-91,66	-131,46	-34,1	-7,05	6,27	78,92
14	2000	-136,24	-101,08	-142,86	-35,84	-7,44	6,53	82,87



graf 6 Průběhy napětí v místě C na obr. 16 v závislosti na zatížení

tab. 8 Tabulka napětí v místě **D** na obr. 16 v závislosti na zatížení

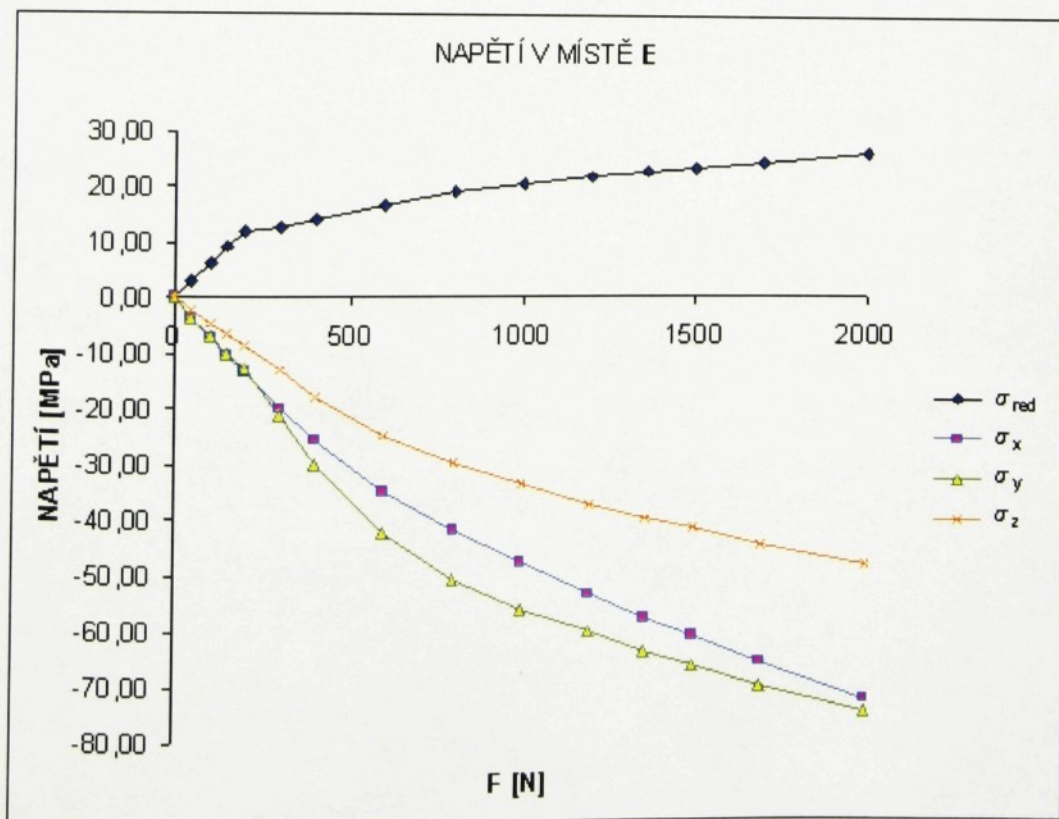
KROK	Síla F [N]	NAPĚTÍ V MÍSTĚ D [MPa]						
		σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{xz}	σ_{red}
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000	0,000	0,00
1	50	-2,81	-0,01	-0,06	0,001	-0,001	0,000	2,78
2	100	-5,62	-0,01	-0,12	0,001	-0,002	0,000	5,55
3	150	-8,43	-0,02	-0,18	0,002	-0,004	0,001	8,33
4	200	-11,24	-0,02	-0,24	0,003	-0,005	0,001	11,11
5	300	-16,85	-0,04	-0,36	0,004	-0,007	0,001	16,66
6	400	-22,47	-0,05	-0,48	0,006	-0,010	0,002	22,21
7	600	-33,71	-0,07	-0,71	0,008	-0,015	0,002	33,32
8	800	-44,94	-0,1	-0,95	0,011	-0,020	0,003	44,42
9	1000	-56,18	-0,12	-1,19	0,014	-0,025	0,004	55,53
10	1200	-67,4	-0,15	-1,42	0,017	-0,030	0,005	66,62
11	1365	-76,65	-0,17	-1,62	0,019	-0,034	0,006	75,77
12	1500	-84,22	-0,19	-1,78	0,021	-0,037	0,006	83,25
13	1700	-95,43	-0,21	-2,01	0,024	-0,042	0,007	94,33
14	2000	-112,24	-0,25	-2,37	0,028	-0,049	0,008	110,94

graf 7 Průběhy napětí v místě **D** na obr. 16 v závislosti na zatížení



tab. 9 Tabulka napětí v místě E na obr. 16 v závislosti na zatížení

KROK	Síla F [N]	NAPĚTÍ V MÍSTĚ E [MPa]						
		σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{xz}	σ_{red}
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1	50	-3,72	-3,56	-2,4	1,7	0,41	-0,06	3,30
2	100	-7,21	-6,86	-4,64	3,29	0,73	-0,1	6,36
3	150	-10,47	-9,96	-6,73	4,81	1,05	-0,14	9,28
4	200	-13,54	-12,9	-8,7	6,19	1,31	-0,16	11,95
5	300	-19,79	-21,31	-13,23	5,92	0,81	0,02	12,83
6	400	-25,54	-30,05	-17,85	4,79	1,52	0,01	13,90
7	600	-35,16	-42,77	-25,06	2,97	2,0365	-0,14	16,82
8	800	-42,43	-51,07	-30,22	1,99	2,14	-0,25	19,03
9	1000	-48,4	-56,97	-34,31	1,47	2,56	-0,41	20,65
10	1200	-54,15	-61,06	-37,78	1,52	3,01	-0,57	21,73
11	1365	-58,59	-64,56	-40,45	1,52	3,12	-0,59	22,76
12	1500	-61,99	-67,3	-42,47	1,42	2,97	-0,52	23,53
13	1700	-66,83	-71,05	-45,3	1,27	2,74	-0,41	24,64
14	2000	-73,58	-75,87	-49,23	1,11	3	-0,41	26,30



graf 8 Průběhy napětí v místě E na obr. 16 v závislosti na zatížení



Místo A:

K tomuto místu se vztahují hodnoty z *tab. 5* a *grafu 4*. V této tabulce jsou uvedeny všechny složky napětí.

Redukované napětí v tomto místě roste mírně degresivně. Tento jev můžeme vysvětlit. Síla roste lineárně a plocha dotyku se zvětšuje s rostoucím zatížením, potom přírůstek napětí přirozeně klesá.

Místo B:

K místu **B** se vztahují hodnoty z *tab. 6* a *grafu 5*. Graf napětí názorně ukazuje, že toto místo přenáší především tahové napětí ve směru **x**. Vliv ostatních složek napětí je malý, protože křivka redukovaného napětí téměř kopíruje napětí ve směru **x** a je níže. Všechna napětí rostou lineárně.

Místo C:

K místu styku kulového čepu vahadla a zdvihací tyčky se vztahují hodnoty z *tab. 7* a *grafu 6*. V této tabulce je vyjádřen celý tenzor dotykového napětí v závislosti na zatížení. Jak se ukazuje, závislost všech napětí v tomto místě je silně degresivní, avšak od hodnoty cca $F = 1000\text{N}$ se σ_{red} již mění téměř lineárně. Toto lze vysvětlit tím, že kulový čep a miska tyčky při této síle začínají rychleji zvětšovat vzájemnou stykovou plochu, takže se růst ustálí.

Místo D:

K průběhům napětí v tomto místě jsou přiřazeny hodnoty v *tab. 8* a jsou zobrazeny v *grafu 7*. Z tohoto grafu je zřejmé, že zde dominuje tlakové napětí ve směru osy **x**. Průběh všech složek napětí roste lineárně se zvětšující se silou působící na spodní plochu ventilu.

Místo E:

K místu **E** se vztahují hodnoty z *tab. 9* a *grafu 8*. Jedná se o místo styku čepu kozlíku s vahadlem. I v tomto kontaktu mají všechna napětí zpočátku degresivní charakter. Lze říci, že hodnota redukovaného napětí se od zatížení $F = 300$ až 500N mění lineárně.

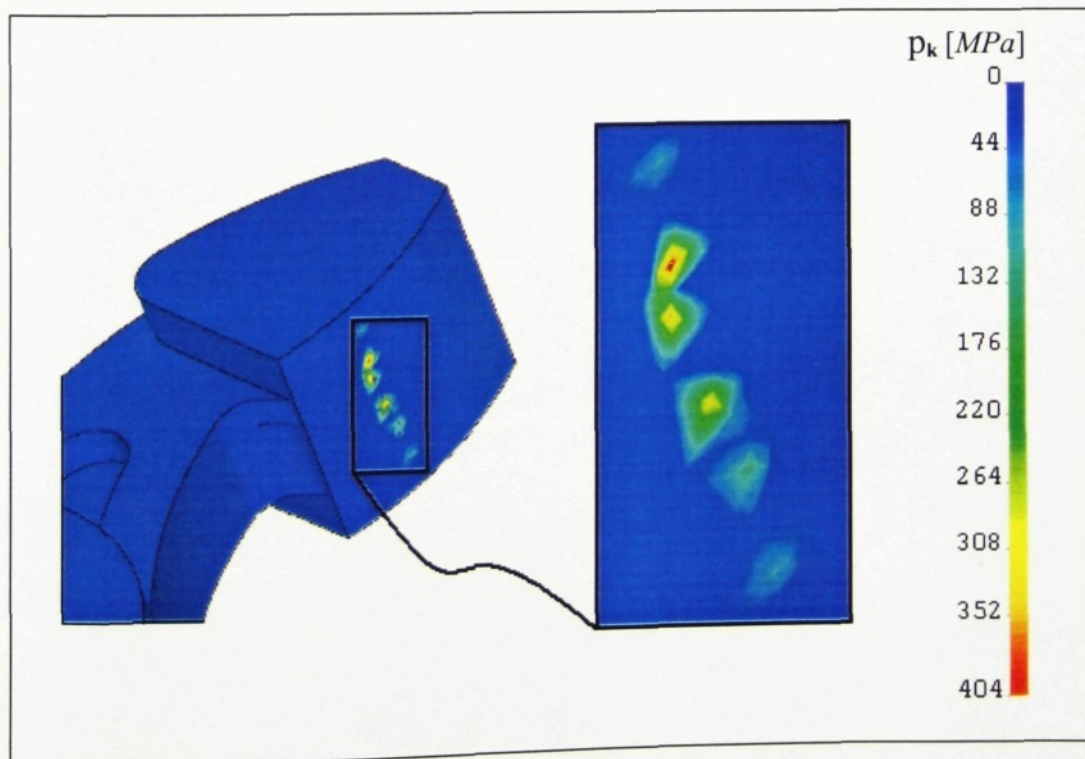
3.2.3 KONTAKTNÍ TLAK

V této kapitole se budeme blíže zajímat o kontaktní tlak vzniklý mezi součástmi, které se vzájemně dotýkají. K určení kontaktních tlaků je užit zjednodušený výpočtový model podle kap. 2. Důvod tohoto kroku je v předpokládaném ovlivnění průběhů těchto tlaků deformacemi ostatních těles. Například čep kozlíku se při svojí deformaci ohýbá, což pouhý segment nedovede nahradit. Návrat k původnímu zjednodušenému modelu lze odůvodnit i tím, že hustota síť elementů v místě kontaktů obou modelů je přibližně stejná.

V této kapitole je vykreslen kontaktní tlak při zatížení silou v místě ventilu $F = 1365\text{N}$ a součiniteli tření mezi vahadlem a čepem kozlíku $f=0,005$.

3.2.3.1 Tlak mezi ventilem a vahadlem

Kontakt těchto dvou součástí se teoreticky odehrává v úsečce, proto je vhodné začít s tímto párem. Můžeme totiž ze znalosti Hertzovy teorie předpokládat průběh kontaktního tlaku. Jak ukazuje *obr. 18*, průběh tlaku po délce kontaktu není spojitý. Pokud si blíže prostudujeme síť elementů, pak zjistíme, že kontaktní tlak kopíruje hrany těchto elementů. Tyto skutečnosti ukazují, že je zde pravděpodobně příliš řídká síť elementů. Jak bylo již dříve řečeno, v místě kontaktu existuje silný gradient napětí,

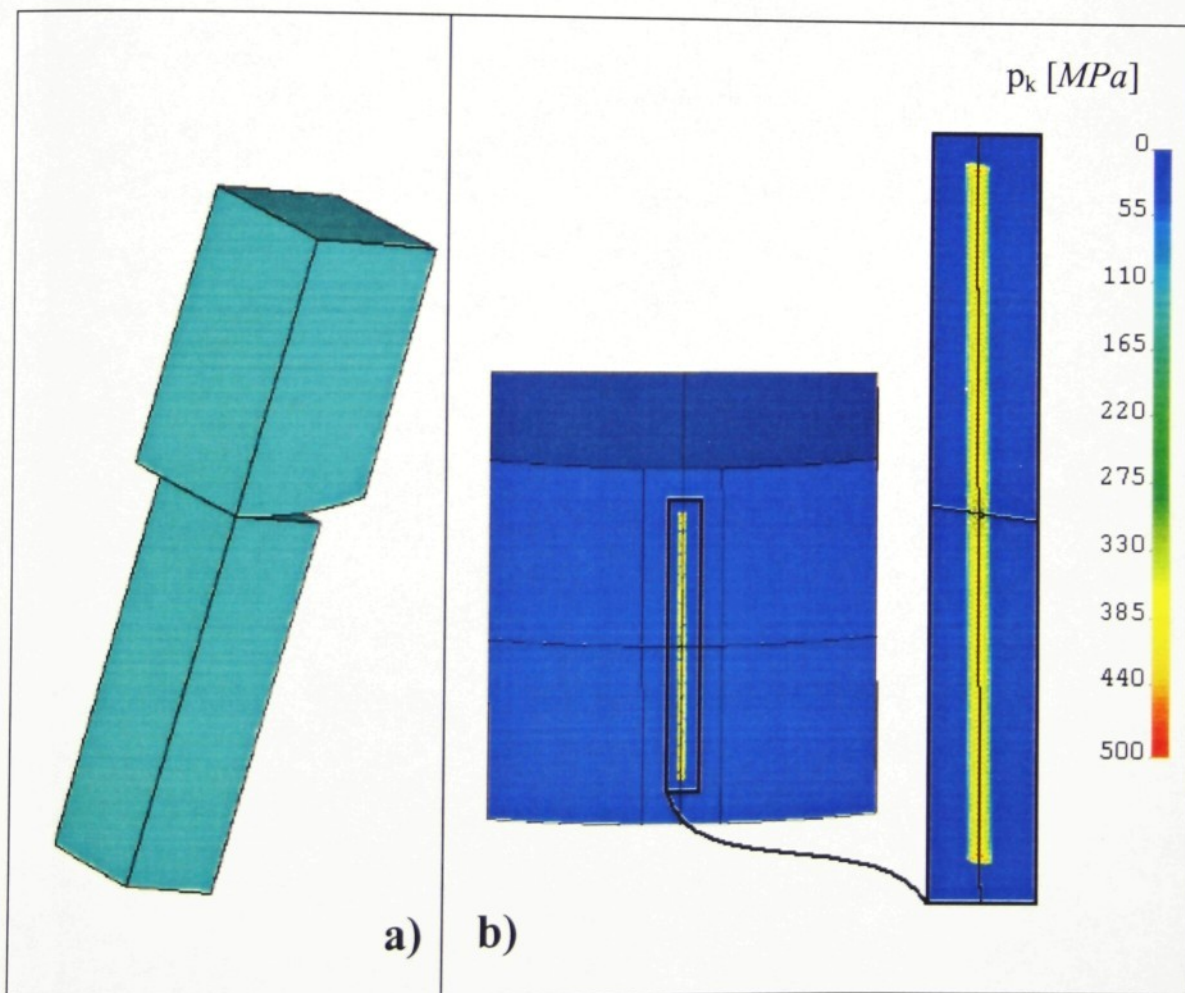


Obr. 18 Kontaktní tlak ventil-vahadlo. Model z kap. 2.

na což upozorňuje i Vaverka v [8].

Proto byl vytvořen nový model kontaktního páru, jehož síť prvků je daleko hustší, tvoří však pouze malou část vahadla a ventilu. Při tvorbě tohoto tvarově zjednodušeného modelu je s výhodou využito dvou rovin souměrnosti, v nichž jsou předepsány příslušné okrajové podmínky. Uzlům v horní rovině vahadla je zabráněn pohyb ve všech třech směrech. Zatížení je stejně jako předchozí, tedy silou působící na ventil. Tento model je vyobrazen na *obr. 19* spolu s výsledky, které jsou zrcadlením v rovinách souměrnosti upraveny tak, aby vahadlo bylo vidět celé.

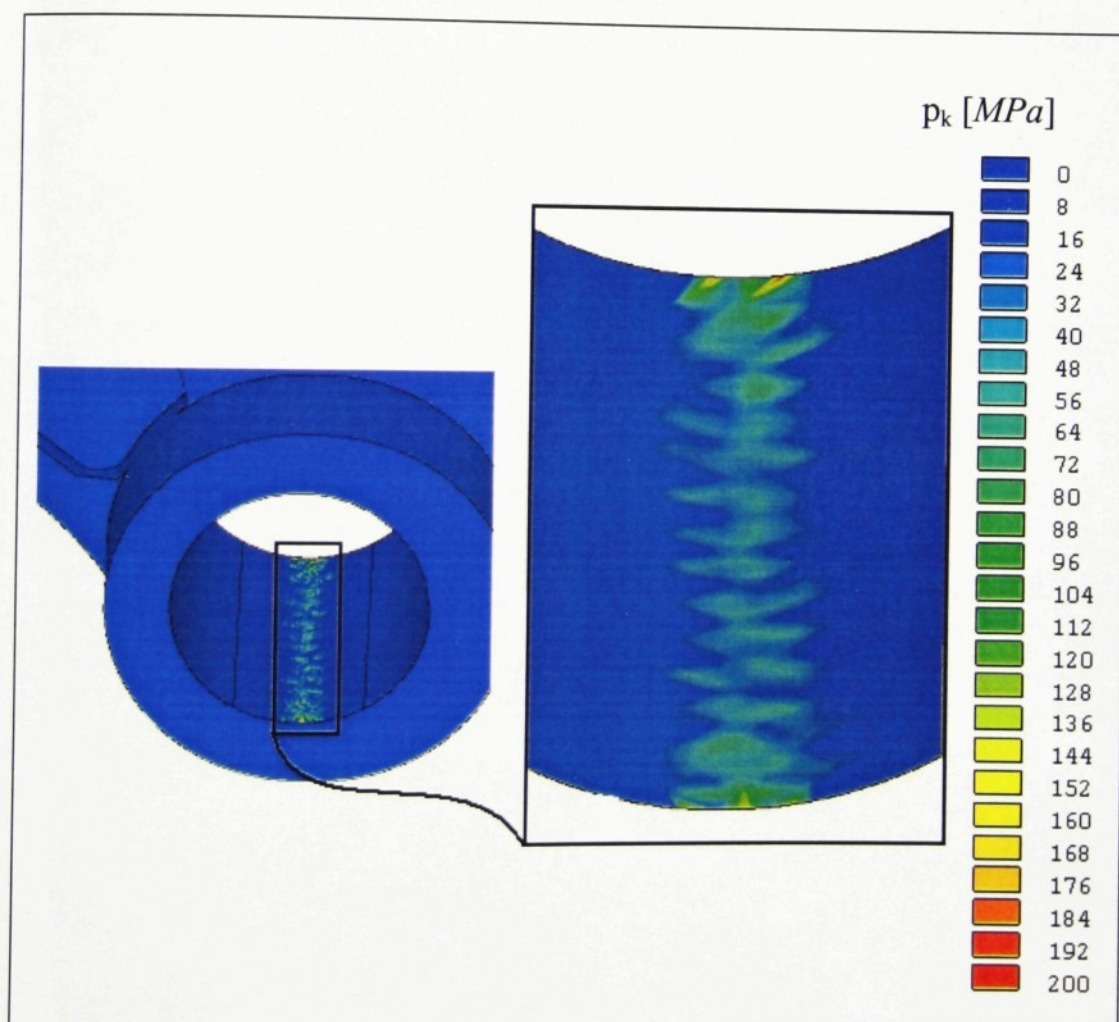
Na *obr. 19 b.* je vykreslen průběh kontaktního tlaku po délce válcové části vahadla. Na detailu můžeme vidět, že při takto husté síti se průběh stal již spojitým. K docílení tohoto výsledku bylo třeba vytvořit síť asi osmkrát hustší. Porovnáme-li výsledky těchto dvou tlaků, můžeme však říci, že se jejich maximální hodnota zásadně



Obr. 19 Model části vahadla a ventilu a průběh kontaktního tlaku po stykové ploše vahadla.

nezměnila. Ovšem na *obr. 18* jsou tyto hodnoty pouze lokální, spíše nahodilé. Tedy hustota sítě v tomto případě zásadně neovlivnila velikost, ale průběh kontaktního tlaku. Pokud bychom se snažili podrobněji zkoumat kontaktní tlaky, je výhodné vytvořit pouze malou odpovídající část těchto těles zatížených z předcházejících výsledků, přičemž by tyto části měly být natolik velké, aby průběh tlaku nebyl zkreslen okrajovými podmínkami a zatížením. K určení velikosti může posloužit např. *obr. 17*.

3.2.3.2 Kontakt mezi čepem kozlíku a vahadlem



Obr. 20 Průběh kontaktního tlaku mezi vahadlem a čepem kozlíku na vahadle.

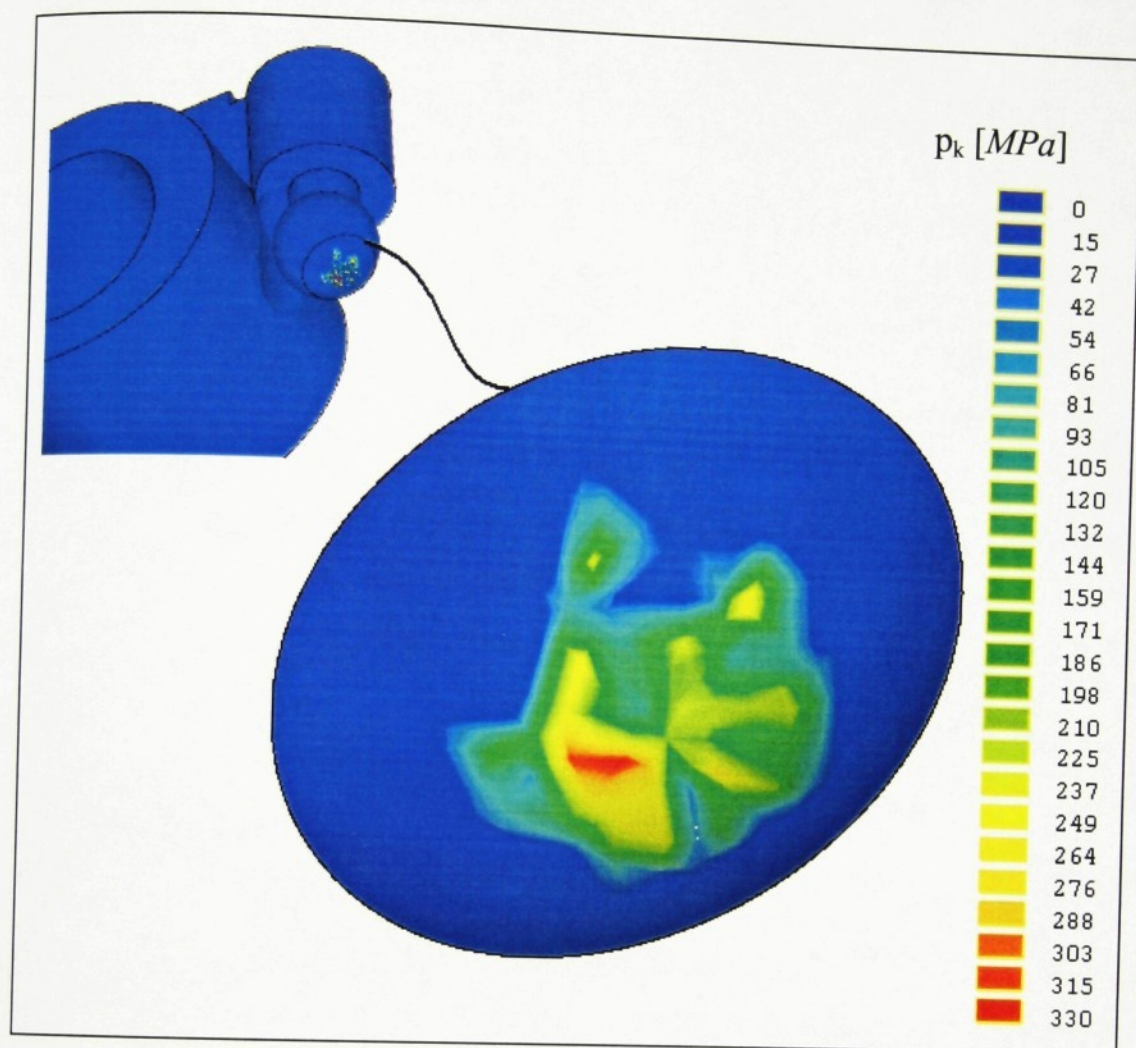


Kontaktní pár vahadla s čepem kozlíku je specifický tím, že jsou středy křivosti obou kontaktních ploch orientovány stejným směrem. Poloměry křivosti se liší pouze výrobní tolerancí. Kontakt nastane pravděpodobně na větší ploše než v předchozím případě. Proto i výsledky zobrazené na *obr. 20* lépe vystihují průběh tlaku po délce. Zde je opět patrné, že sledují hrany elementů. Jak bylo řečeno v předcházející kapitole, velikosti tlaku jsou porovnatelné s modelem tvořeným hustou sítí a malá část čepu by nepostihla jeho ohýbání, potom je v tomto případě zbytečné tvořit nový model. Na tomto obrázku je vidět, jaký vliv na průběh a velikosti tlaku má ohýbání čepu. V oblastech blízkých okrajů kontaktu vahadla je kontaktní tlak cca 2 až 2,5 krát větší. Ovšem je nutno podotknout, že skutečný průběh může být i výrazně jiný, protože tyto plochy jsou hydrostaticky mazány. Je zde olejový film, jehož vliv není při výpočtu brán v úvahu.

3.2.3.3 Kontakt mezi vahadlem a zdvihací tyčkou

Tento kontaktní pár je zvláštní tím, že má nejenom poloměry křivosti orientovány stejným směrem, ale jsou v modelu zadány jako stejné. V tomto případě dochází ke kontaktu ve velké ploše. Můžeme předpokládat, že hustota sítě, ačkoliv je stejná jako v předchozích dvou případech, je z hlediska kontaktního tlaku nejkvalitnější. Na *obr. 21* je vidět, že kontaktní tlak opět kopíruje hrany elementů. Pokud bychom chtěli podrobnější představu o průběhu tlaku, pak by bylo nutno vytvořit model s hustší sítí. V tomto případě lze s výhodou využít osové souměrnosti.

Z tohoto obrázku je patrné, že ke skutečnému dotyku dochází pouze uprostřed. Je to způsobeno větší tuhostí obou součástí uvnitř než na povrchu.



Obr. 21 Kontaktní napětí na kulovém čepu vahadla.

4 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ VÝPOČTU

Na základě zadání mělo být připraveno měření deformace ventilového rozvodu, které by mohlo potvrdit některý z výsledků zadání. Měřením byla zjišťována závislost deformace rozvodu v místě dolní plochy ventilu na zatížení vyvozené v tomtéž místě. Další měřenou závislostí je změna napětí ve vybraném místě vahadla také na zatížení v místě ventilu.

4.1 PŘÍPRAVA EXPERIMENTU

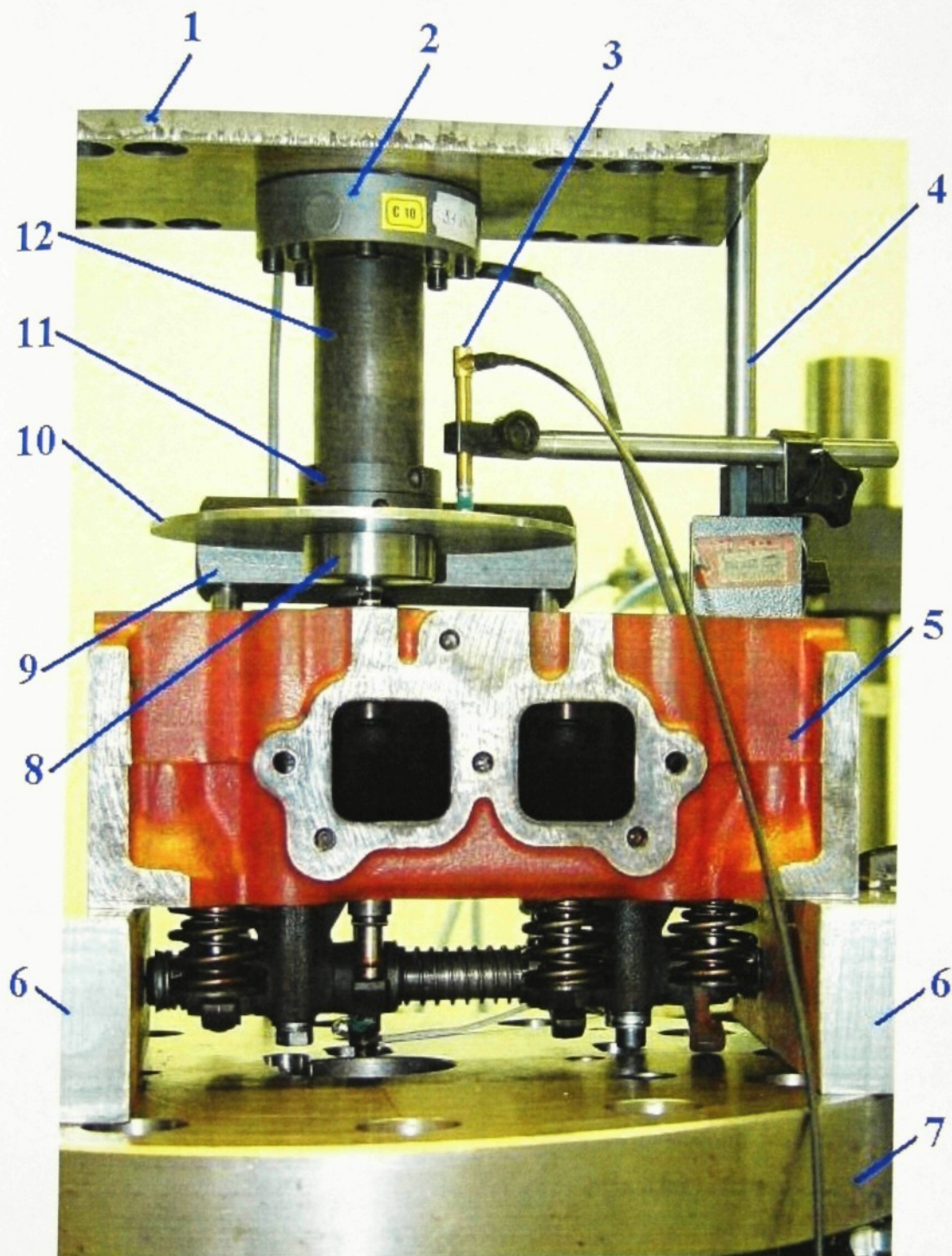
Aby bylo možné porovnat výsledky měření s výsledky výpočtů, bylo nutné při měření napodobit uložení jako při výpočtu a vyvodit obdobná zatížení. Celé měření bylo provedeno na trhacím stroji INOVA 250. Při měření bylo vahadlo namontováno na čepu kozlíku. Tento celek byl přišroubován na poddajnou horní stěnu hlavy válce motoru {5}². Tím se experiment liší od výpočtu, protože při výpočtu byly plochy kozlíku uvažovány jako nepohyblivé, tedy připojeny k tělesu o nekonečně velké tuhosti.

Pro ukotvení hlavy motoru byl použit přípravek tvořený kruhovou deskou {7} přišroubovanou k rámu stroje. Mezi deskou a hlavou byly vloženy dva broušené hranoly {6}, které byly sevřeny svorníky. Při samotném měření byly sejmuty ventilové pružiny, takže celá soustava byla bez předpětí. Ventil byl při měření zdvižen ze sedla o cca 1 mm.

Samotný ventil byl též mírně upraven pro měření, aby bylo možno celou soustavu zatěžovat osovou silou. Na spodní ploše ventilu v jeho ose byl vyroben důlek, do něhož byla vložena kalená kulička, která osové zatížení zajistila. Do hlavy stroje byl našroubován zatěžovací trn {8} vyrobený speciálně k tomuto účelu. V místě styku trnu a kuličky byla zasazena kalená destička. Tento trn byl přímo našroubován do siloměru {2}. Mezi trnem a trubicí siloměru {12} byla vložena broušená válcová deska {10}, na níž byly odečítány hodnoty posuvů. Celá tato podsestava byla předepnuta axiální vačkou {11}, protože siloměr nesmí být nikdy zatěžován krutem, který by vznikl při utahování závitu.

Při výpočtu bylo nutné předepsáním okrajových podmínek zajistit stálou polohu zdvihátka v místě styku s vačkou, bylo vetknuto. Při měření bylo zdvihátko vedeno

² Číslo uvedené ve složených závorkách se v této kapitole týká součásti označené na *obr. 22*.



Obr. 22 Celkový pohled zepředu na experiment

přirozeně hlavou motoru a na spodní ploše mu byl zabráněn pohyb ve směru osy rotace svorníkem {9} vyrobeným k tomuto účelu. Svorník měl připojené válcové části, kterými byl usazen do otvorů pro sousední zdvihátka. Na druhé straně byl



zajištěn kontramaticemi, pod kterými byly podložky, které kompenzovaly uhel 19° svírající zdvihátko a horní plocha hlavy.

Vnější povrch vahadla není opracován. Pro měření napětí bylo proto nutné vahadlo v místě nalepení tenzometrů upravit, aby plocha, na kterou byly přilepeny tenzometry, byla rovinná a hladká. Místo nalepení tenzometrů bylo vybráno na základě výpočtů s ohledem na velikost a proměnnost napětí po délce tenzometru. Místo nalepení je na *obr. 23* vyznačeno modrým oválem. Byla zde očekávána největší tlaková napětí, která se příliš neměnila po délce tenzometru. Vzdálenost středu měřicího tenzometru od hrany směrem od ventilu je asi 33 mm . Kompenzační tenzometr byl umístěn přímo za ním (měřeno opět od hrany směrem od ventilu). Tenzometry byly zapojeny do půlmůstkového uspořádání s jedním měřícím a jedním kompenzačním tenzometrem.

4.2 POUŽITÁ MĚŘIDLA

4.2.1 SNÍMAČ SÍLY

Při měření bylo potřeba měřit síly s rozsahem 0 až 1500 N . Tomuto rozsahu v HDL vyhovoval snímač $\text{GTM} \pm 50\text{ kN}$ s nepřímým měřením síly. Pracuje na principu změny elektrického odporu, kterou získáváme v podobě změny elektrického napětí. Podmínkou pro správné fungování snímače je lineární závislost změny elektrického napětí na síle. Převod musí být reprodukovatelný a časově nezávislý. Snímač síly je zabudován do horní části trhačického stroje. Konstanta snímače je $k_F = 5100\text{ N/V}$. Podrobnější technické informace o tomto snímači jsou v příloze 3.

Vzorec pro přepočítání výstupního napětí na sílu:

$$F_M = k_F \cdot U_{\text{výst.}}^F \quad (5)$$

4.2.2 SNÍMAČ POSUVU

Při tomto experimentu byl měřen posuv v jediném směru. Elektrický snímač posunu transformuje vstupní veličinu, lineární posuv, na elektrický signál. Byl použit indukční snímač HBM WETA $1/2\text{ mm}$. Podrobnější informace o tomto snímači jsou uvedeny v příloze 4. Kalibrace snímače byla provedena před samotným měřením

pomocí koncových měrek. Snímač má lineární závislost posuvu na změně elektrického napětí. Výstupní hodnotou kalibrace je konstanta, kterou se vynásobí výstupní elektrický signál. Konstanta snímače je $k_p = 0,0908 \text{ mm/V}$.

Vzorec pro přepočet výstupního elektrického napětí na posuv v *mm*..

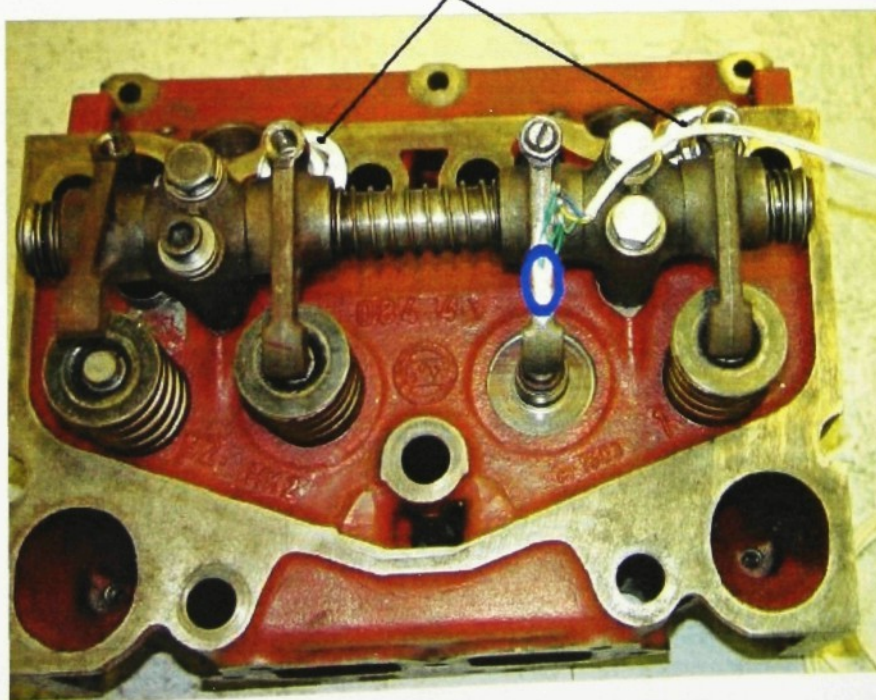
$$u_M = k_p \cdot U_{\text{výst}}^u \quad (6)$$

4.2.3 KOVOVÝ TENZOMETR

Tenzometr funguje na principu změny elektrického odporu drátku v závislosti na jeho deformaci. Při svojí deformaci dochází ke změně jeho délky i průřezu. Dále je třeba uvážit, že velikost elektrického odporu je závislá i na teplotě. Kovový tenzometr je přilepen na měřený povrch, kde měří deformaci. Na základě znalostí mechanických vlastností materiálu (E , μ , Hookeův zákon) jsme schopni vyjádřit velikost mechanického napětí.

Pro měření byl použit tenzometr MIKROTECHNA SM 120 s konstantou snímače $k_t = 1,68$ a elektrickým odporem $122 \Omega \pm 0,5\%$. Byl umístěn na vahadle.

MATICE S PODLOŽKAMI SVORNÍKU



Obr. 23 Pohled shora na hlavu válců



Na obr. 23 je jeho poloha zvýrazněna modrým oválem. Pro přepočet změřeného elektrického napětí na mechanické byla použita literatura [4].

Vzorec pro přepočet elektrického napětí na mechanické:

$$\sigma_M = \frac{4 \cdot E}{500 \cdot k_t} \cdot \frac{U_{výst.}^t}{U_{nap.}} \quad (7)$$

4.3 POSTUP MĚŘENÍ

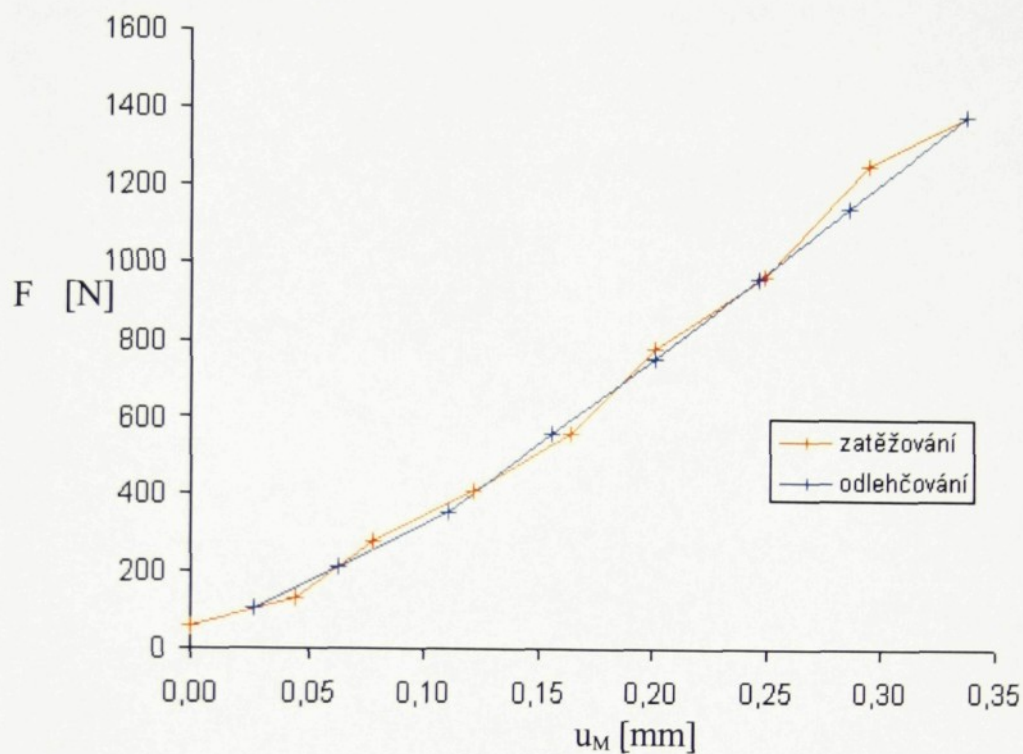
Po sestavení všech dílů do jednotlivých podsestav byly všechny nainstalovány na zkušební stroj. Poté bylo nutné vymezit vůli mezi ventilem a kuličkou, aby se zatížení ventilu definitivně umístilo do jeho osy. Sestava byla zatěžována posuvem³ v místě ventilu až k dosažení zvolené síly. První cyklus byl proveden bez odečítání hodnot (síla na ventil cca 1500 N), aby došlo k usazení všech dílů. Zatížení bylo ponecháno po dobu pěti minut, aby došlo k ustálení hodnot síly. Po odlehčení na minimální zatěžovací sílu byl opět ponechán pětiminutový interval na její ustálení.

Měřicí cyklus probíhal v následujícím pořadí:

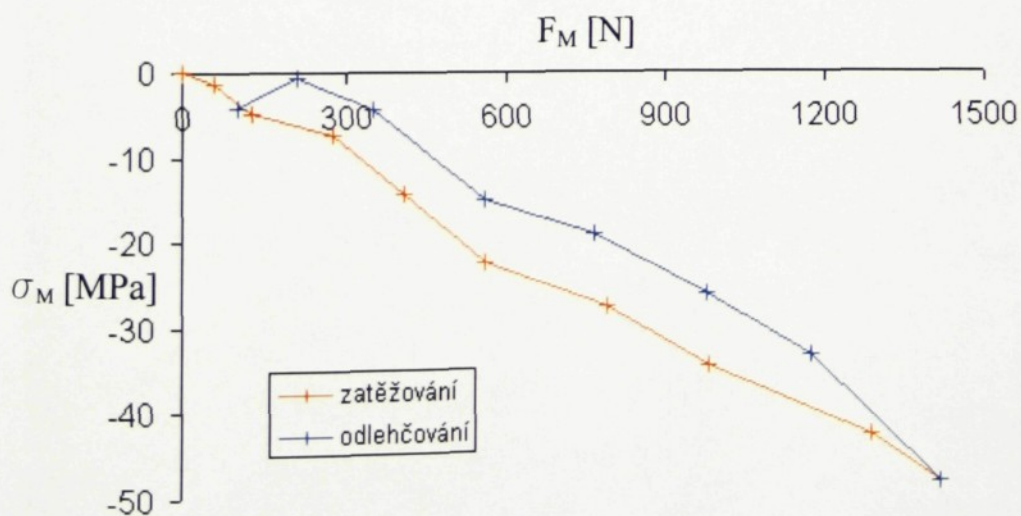
1. Posuv ventilu o hodnotu, při které lze očekávat žádanou sílu,
2. výdrž po dobu pěti minut, aby se ustálily všechny hodnoty (především byla kontrolována síla),
3. odečtení hodnot z jednotlivých snímačů v pořadí:
 - a) napětí
 - b) síla
 - c) posuv
4. opakování bodů zatížení 1) až 3), dokud nebyla dosažena síla cca 1500N,
5. odlehčování posuvem ventilu,
6. opakování bodů 1) až 3), dokud soustava nebyla odlehčena

³ Sestavu nebylo možné uvést do silové rovnováhy, protože zatěžovací síly byly poměrně malé vzhledem k přesnosti řízení. Mohlo by dojít k rozkmitání zatěžovacího trnu, případně i destrukci některého dílu.

4.4 VÝSLEDKY MĚŘENÍ



graf 9 Průběh závislosti měřené síly na posunutí ventilu.



graf 10 Průběh změřeného napětí na zatěžující síle.



Hodnoty již přepočtených naměřených veličin jsou shromážděny v příloze 7. Odečítání hodnot započalo až po vytvoření malého předpětí F_M , které činilo cca 50N.

V grafu 9 jsou vyneseny hodnoty sil působících na dolní plochu ventilu v závislosti na jeho posunutí při zatěžování a odlehčování. Obě křivky jsou si tak blízké, že se místy prostupují. Jejich charakter je progresivní.

Snímač síly pracuje s přesností 0,2% z pracovního rozsahu, což je $\pm 100\text{N}$, snímač posuvu pracuje s přesností $\pm 0,01\text{mm}$. Odečítání hodnot nenastávalo ve stejném okamžiku. Z těchto příčin nebyla pravděpodobně naměřena očekávaná hystereze závislosti posuvu ventilu na síle vznikající pasivními odpory.

V grafu 10 je průběh změřeného mechanického napětí na vahadle v závislosti na zatěžující síle. Změřené křivky při zatěžování a odlehčování nejsou totožné.

5 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU S MĚŘENÍM

5.1 POROVNÁNÍ NAPĚTÍ NA VAHADLE

Měřená napětí na vahadle lze měřit přesněji při větších hodnotách, proto bude výhodnější porovnat pouze maximální měřené napětí s vypočítaným. Při určování chyby je měření vzato jako základ.

tab. 10 Srovnání vypočtených a naměřených napětí

	ZATÍŽENÍ F [N]	NAPĚTÍ [MPa]	ROZDÍL [%]
VÝPOČET	1535	-74,8	28,3
MĚŘENÍ (100%)	1535	-58,3	0,0

Hodnoty vypočítaného napětí v místě měření byly stanoveny jako aritmetický průměr po délce vahadla, odpovídající délce nalepeného tenzometru, a to při hodnotách zatížení $F = 1500\text{N}$ a $F = 1700\text{N}$. Výsledek pro porovnání s $F_M = 1535\text{N}$ byl získán lineární interpolací.

Rozdíl mezi výpočtem a měřením činí přibližně 28%.

Tento rozdíl může být způsoben:

- Nedokonalostí výpočtového modelu,
- chybou při výpočtu průměrné hodnoty napětí po délce tenzometru,
- ohříváním tenzometru protékajícím elektrickým proudem,
- nezbytným zmenšením papírového okraje tenzometru z prostorových důvodů (vahadlo je příliš tenké),
- nedokonalým stykem (nalepením) se mohl tenzometr deformovat méně než vahadlo,
- odečítáním hodnot napětí a zatěžující síly v nestejný okamžik (mohlo zatím dojít ke změně zatížení),
- použitý snímač síly má nevelikou přesnost, a to $\pm 100\text{N}$.

5.2 POROVNÁNÍ DEFORMACÍ V ZÁVISLOSTI NA ZATÍŽENÍ

V *tab. 11* je opět uveden případ největšího změřeného posuvu. Vypočtená hodnota posuvu byla dopočítána podle vztahu uvedeného v *tab. 3* pro součinitel tření $f = 0,1$.

tab. 11 Srovnání vypočtených a naměřených posuvů ventilu

	ZATÍŽENÍ F[N]	POSUV [mm]	ROZDÍL [%]
VÝPOČET	1535	0,195	44,9
MĚŘENÍ (100%)	1535	0,354	0,0

Rozdíl vypočteného a změřeného posuvu může být způsoben:

- Rozdílným upevněním kozlíku při výpočtu a měření (ve výpočtu byla hlava válců uvažována nekonečně tuhá),
- odečítáním hodnot posuvu a zatěžující síly v nestejný okamžik (mohlo zatím dojít ke změně zatížení),
- uchycením snímače posunu bylo na hlavě, která se mohla deformovat,
- poddajností svorníku,
- poddajností členů mezi ventilem a snímačem posuvu, především kuličky,
- použitý snímač síly má nevelkou přesnost, a to $\pm 100N$,
- použitý snímač posuvu má přesnost $\pm 0,01mm$.



6 ZÁVĚR

Tato práce se zabývala řešením deformací a napjatostí vahadla ventilového rozvodu při vzájemném dotyku všech jeho součástí. Výpočty byly prováděny metodou konečných prvků v programu ANSYS. Problém dotyku pružných těles vede k řešení tzv. kontaktní úlohy, která klade vysoké nároky na výpočetní prostředky. Proto bylo nutné při některých výpočtech provést řadu zjednodušení ve tvarech součástí a okrajových podmínkách.

Provedenými výpočty byla nejprve sledována závislost tuhosti ventilového rozvodu na jeho deformaci při různých hodnotách součinitele smykového tření. Všechny tyto výpočty byly provedeny v jedné krajní poloze vahadla, odpovídající minimálnímu zdvihu ventilu. Jistě by bylo zajímavé sledovat změnu tuhosti na změně úhlu natočení vahadla, ovšem kontaktní úlohy jsou velice náročné na vybavení počítače. Náročné výpočty z časových důvodů nebylo možné provést.

Z experimentu lze usoudit, že výslednou tuhost sestavy ovlivňuje i samotná hlava válců. Ovšem výpočet se zahrnutím jejího vlivu již svou náročností přesahuje rámec diplomové práce.

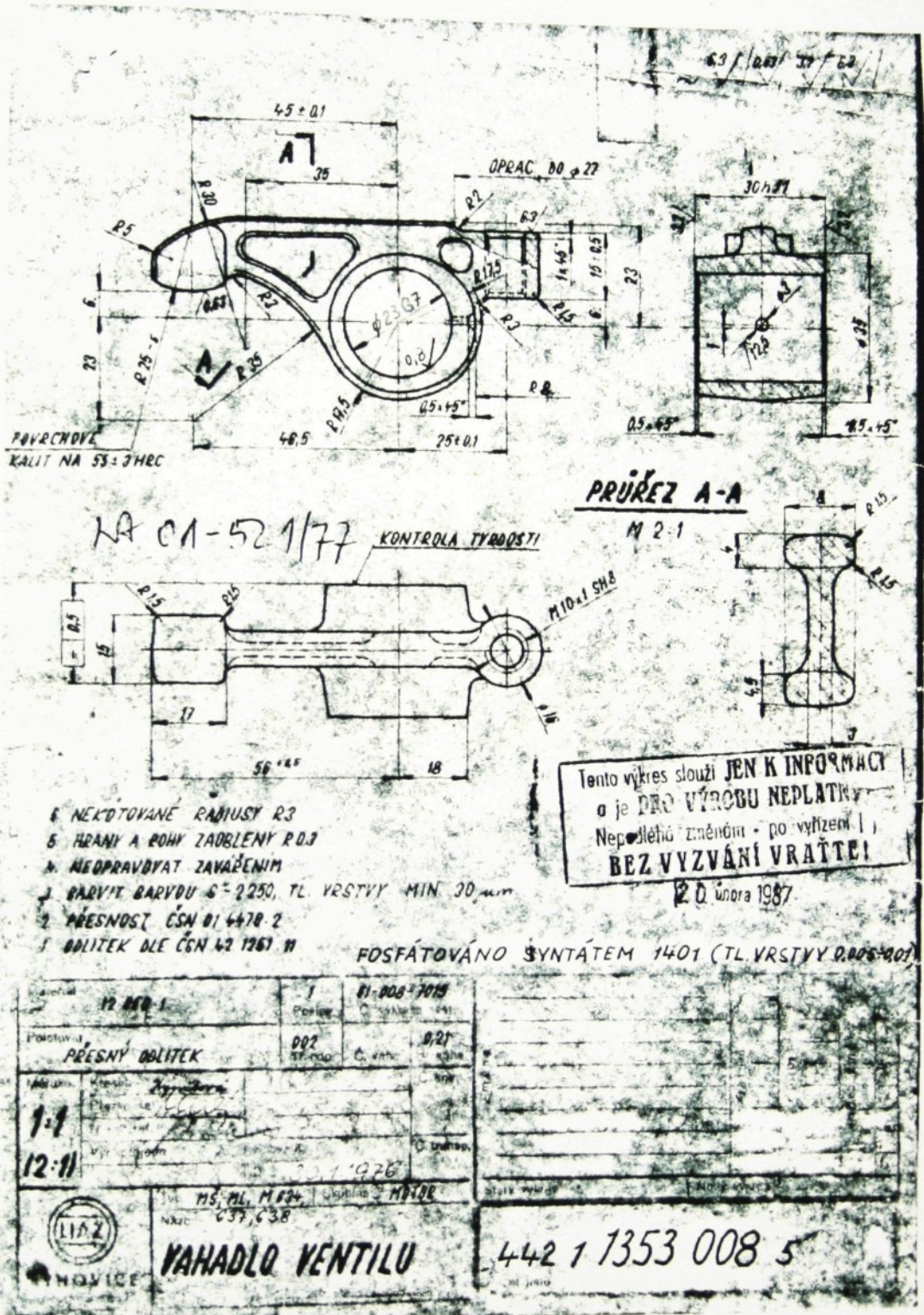
Výpočet napjatosti vahadla byl vykonán s přiměřeným počtem zjednodušení. Lze tedy usoudit, že vypočítané napětí na vahadle je velice blízké skutečnosti.

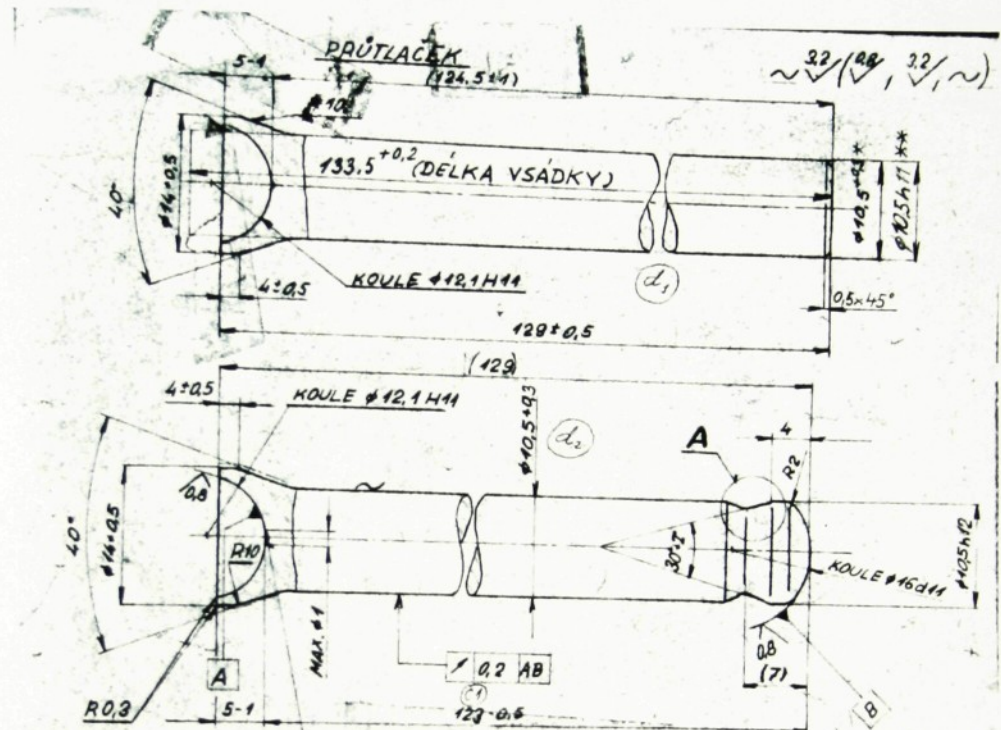
Úkoly zadání diplomové práce byly splněny beze zbytku.



7 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Ansys, Inc.: USA. *ANSYS 5.5 Manuals*. 1999
- [2] Kanócz, A.- Španiel, M.: *Metoda konečných prvků v mechanice poddajných těles*. 1.vyd. Praha. 1998
- [3] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů III.– Rozvodová ústrojí. 1. vyd. Praha. 1975
- [4] Klementěv I. – Kyška R.: *Elektrické meranie mechanických veličín*. 1. vyd. Bratislava 1991
- [5] Michalec J.: *Pružnost a pevnost I*. 1. vyd. Praha 1998
- [6] Satorie M.: *Ověření teoreticky odvozeného vzorce pomocí MKP*.
- [7] Svoboda T.: *Kontaktní napětí a Metoda konečných prvků*.
- [8] Vaverka M. – Vrbka M.: *Řešení kontaktních úloh pomocí MKP a jejich aplikace v biomechanice*. Sborník z mezinárodní konference Aplikovaná mechanika 2002. Ostrava
- [9] Vávra P. – Řasa J. – Leinveber J.: *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha 1999





- * - PLATÍ PRO PRŮTLACEK
 ** - PLATÍ PRO VSÁDKU
1. OZNAČENOU PLOCHU PŘI CEMENTOVÁNÍ CHRÁNIT
 2. FOSFAŤOVAT
 2. ZHOTOVIT TVÁŘENÍM, ZBAVIT OKUJÍ, VYROVNAT, ODHROTIT
 1. KULOVÉ PLOCHY 12.5 H11, 16.5 H11 CEMENTOVAT DO HL. 0.3 ± 0.5 mm, KALIT NA 58 ± 2 Hrc A ZALEŠTIT

DETAIL A

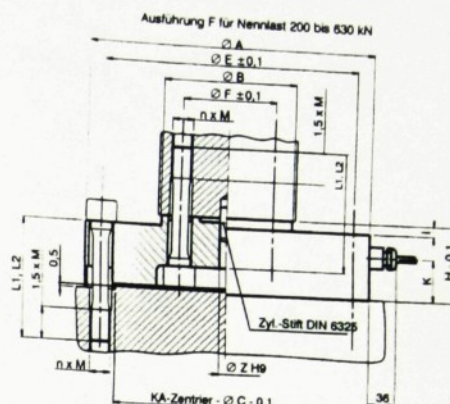


12 020.3	1	61-002-7047	01-101/75	11.3.75	11.3.75
ČSN 42 6510.52	007	0.088	01-568/71	10.8.71	10.8.71
		0.17	01-1007/71	10.5.71	10.5.71
			01-129/70	12.1.71	12.1.71
			61-106-1160		
			61-007-1160		
			112.1.1160.007.5		

TYČKA

61-007-1160

112.1.1160.007.5

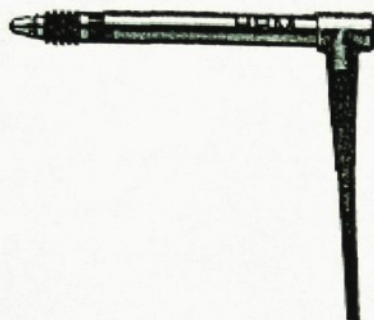


Definitionen gemäß VDI / VDE 2638 bzw. DIN EN 10002/3
Angaben sind auf den Istwert bezogen

Liberec 2002



WE... Induktive Economie-Wegtaster



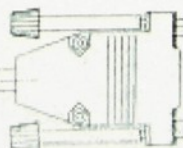
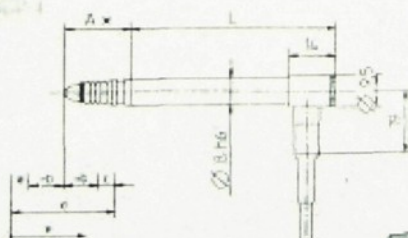
Charakteristische Merkmale

- Präzisions-Kugelführung
- Verschleißfreies induktives Meßprinzip
- Einspannschaft $\varnothing 8^h6$ und Meßeinsatz M2,5 nach Meßuhr-Norm DIN 878
- Anhubverstellung bei WETA 1/2mm serienmäßig
- Verdrehsicherung der Tastspitze

Abmessungen (in mm)

WETA 1/2mm
WETA 1/10mm

PUR-Kabel, 2m



15-poliger D-Stecker mit internem Abgleich (D-Buchse ist im Lieferumfang enthalten)

Meßbereich	A* (ca.)	L	a_{ver} Anhub	b Nennweg	c_{ver} Freihub	d_{ver} Gesamthub	e_{ver} Verstellbarer Anhub
+1 mm	21	61,5	$0,2 \pm 0,1$	1	2,2	4,4	2
+5 mm	26,5	86,5	$0,2 < 0,1$	5	0,4	10,6	—

* in mittlerer Position

Datenblatt D 25.15.1



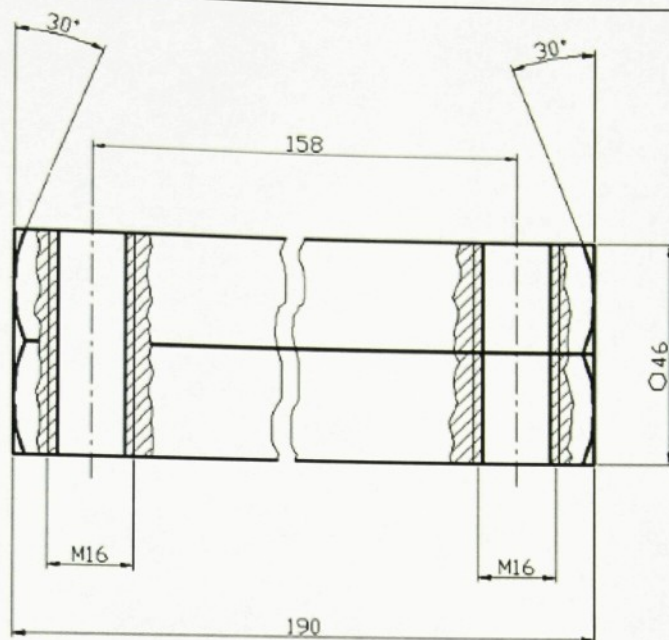
KROK	Síla [N]	POSUV UZLŮ VE VYBRANÝCH MÍSTECH [mm]					
		VE SMĚRU y				VE SMĚRU η	
		Místo A	Místo B	Místo C	Místo E	Místo E	Místo F
0	0	0,0000	0,000000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
1	50	0,0072	0,007137	0,00062	-0,00192	0,00148	0,00036
2	100	0,0152	0,014851	0,00130	-0,00386	0,00297	0,00085
3	150	0,0225	0,022049	0,00197	-0,00559	0,00436	0,00131
4	200	0,0300	0,029302	0,00264	-0,00729	0,00569	0,00173
5	300	0,0442	0,042958	0,00398	-0,01051	0,00820	0,00251
6	400	0,0581	0,056205	0,00532	-0,01356	0,01056	0,00322
7	600	0,0852	0,082285	0,00798	-0,01945	0,01513	0,00460
8	800	0,1119	0,107850	0,01063	-0,02509	0,01953	0,00592
9	1000	0,1383	0,133170	0,01328	-0,03064	0,02385	0,00721
10	1200	0,1644	0,158100	0,01591	-0,03610	0,02808	0,00844
11	1365	0,1857	0,178460	0,01806	-0,04052	0,03152	0,00943
12	1500	0,2031	0,195110	0,01983	-0,04409	0,03433	0,01024
13	1700	0,2288	0,219640	0,02243	-0,04936	0,03847	0,01144
14	2000	0,2670	0,256260	0,02634	-0,05721	0,04466	0,01322



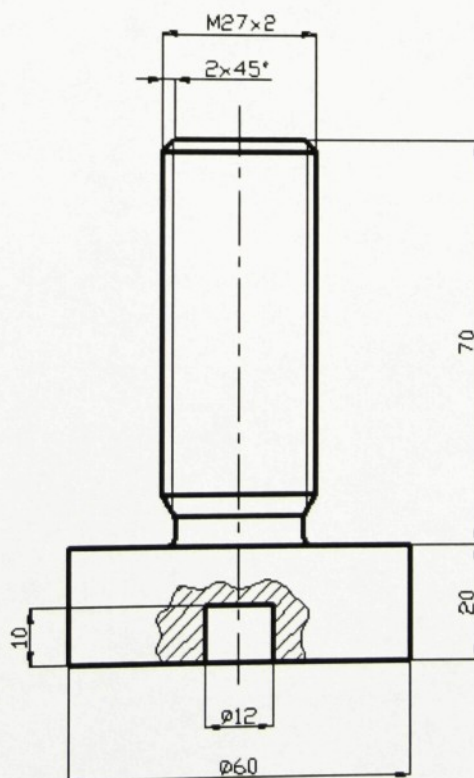
KROK	Síla [N]	DEFORMACE [mm]			
		VENTIL	KOZLÍK	ZDVIHÁTKO	TYČKA
0	0	0,0000	0,00000	0,00000	0,00000
1	50	0,0001	0,00062	0,00036	0,00112
2	100	0,0003	0,00130	0,00085	0,00212
3	150	0,0005	0,00197	0,00131	0,00305
4	200	0,0007	0,00264	0,00173	0,00396
5	300	0,0013	0,00398	0,00251	0,00570
6	400	0,0018	0,00532	0,00322	0,00733
7	600	0,0029	0,00798	0,00460	0,01053
8	800	0,0041	0,01063	0,00592	0,01361
9	1000	0,0052	0,01328	0,00721	0,01664
10	1200	0,0063	0,01591	0,00844	0,01964
11	1365	0,0073	0,01806	0,00943	0,02208
12	1500	0,0080	0,01983	0,01024	0,02408
13	1700	0,0091	0,02243	0,01144	0,02703
14	2000	0,0108	0,02634	0,01322	0,03144



F_M [N]	u_M [mm]	σ_M [Mpa]
0	-	0,0
56	0,000	-1,5
128	0,044	-5,0
275	0,078	-7,6
408	0,122	-14,5
561	0,164	-22,9
791	0,202	-28,2
984	0,250	-35,4
1285	0,294	-43,8
1418	0,338	-49,5
1173	0,286	-34,3
979	0,247	-26,7
765	0,202	-19,4
561	0,156	-15,2
351	0,111	-4,6
209	0,063	-0,8
102	0,027	-4,2
1071	0,262	-41,9
1535	0,354	-58,3



PŘÍČNÍK SVORNÍKU



ZATĚŽOVAVÍ TRN

