Porovnání klikových lisů s příčně a podélně uloženým excentrovým hřídelem

Comparison of crank presses with transverse and lengthways stored eccentric shaft

Zdeněk Chval[1], Milan Čechura[2]

[1] *Ing. Zdeněk Chval, Ph.D., ZČU v Plzni, Fakulta strojní, KKS, CVTS, Univerzitní 8, 306 14, Plzeň, zdchval@kks.zcu.cz*
[2] *Doc. Ing. Milan Čechura, CSc., ZČU v Plzni, Fakulta strojní, KKS, CVTS, Univerzitní 8, 306 14, Plzeň, cechura@kks.zcu.cz*

Abstrakt
Velké klikové lisy jsou navrhovány s příčným a podélným uložením excentrového hřídele. Příspěvek se zabývá porovnáním základních parametrů (hmotnost, tuhost) jednotlivých částí lisu a analyzuje výhody a negativa obou řešení.

Abstract
Big crank presses are designed with transverse and lengthways storing eccentric shaft. This paper presents a comparison of basic parameters (mass, stiffness) of individual parts of the press and analyzes the advantages and negatives of both solutions.

Keywords: *forming machine, mechanical press, crank presses, eccentric shaft*

1. ÚVOD

V současné době je známo mnoho koncepcí klikových lisů. Jednotlivé firmy přichází se svými inovacemi, které jsou pro chod lisů více či méně přínosné.

Úkolem bylo provést rešerši jednotlivých koncepcí řešení klikových lisů, provést jejich analýzu a vytipovat klady a zápory jednotlivých řešení.

Nejdůležitějšími parametry pro přesný a spolehlivý provoz klikového lisu jsou především tuhost lisu při přiměřené hmotnosti lisu, přesné vedení beranu a co největší jednoduchost (bezporuchovost) provedení. Na základě těchto kritérií byly stanovovány okrajové podmínky pro výpočty stroje.

2. STANOVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK VÝPOČTŮ

Jedna z důležitých, a doposud neprozkoumaných otázek je stanovit výhody a nevýhody podélného (A) a příčného (B) uložení excentrového hřídele ve stojanu klikového lisu. Toto bylo provedeno na dvou příkladech klikových lisů o síle 25 MN.

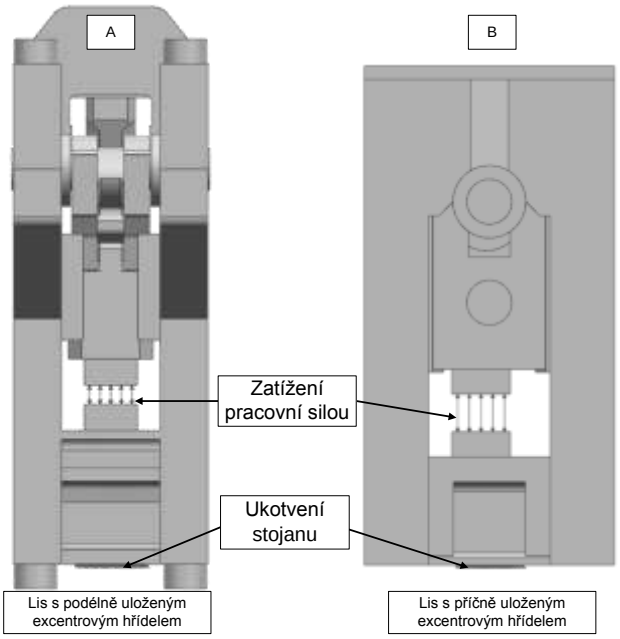
Zatížení obou stojanů bylo zadáno s ohledem na jejich co nejpřesnější možné porovnání. Výpočet byl proveden pro excentrické namáhání s excentricitou 100 mm a to pro případ excentricity kolmo a rovnoběžně s osou excentrového hřídele.

Zatížení pracovní silou bylo zadáno přes vložený prvek znázorňující nástroj.

Stojan byl ukotven na spodní části přes kruhovou plochu definovanou v ose stojanu.

Všechny vložené části lisu (excentrový hřídel, beran, ojnice, čep) byly vloženy pomocí kontaktů.

Vůle ve vedení beranů byla shodně stanovena na 1 mm.



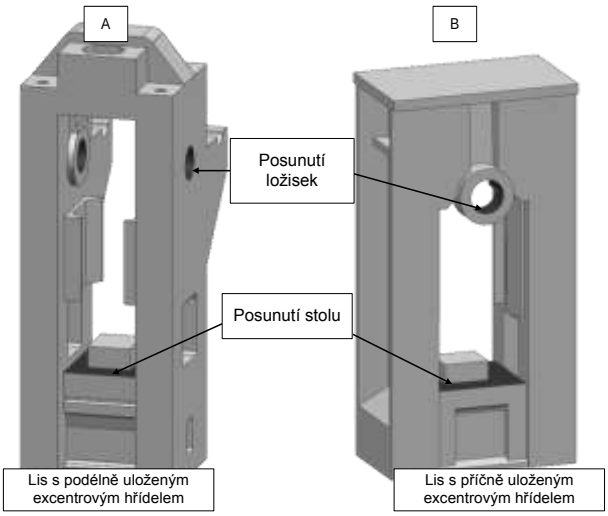
Obr. 1 Modely lisů s příčně (A) a podélně (B) uloženým excentrovým hřídelem pro numerické simulace

3. TUHOST STOJANU A PRACOVNÍHO PROSTORU

Tuhost stojanu, stejně jako pracovního prostoru, je vyjádřena z maximálního posunutí ve svislém směru. Posunutí je v prvém případě odečítáno ze stolu lisu a z ložiska excentrového hřídele, ve druhém ze stolu lisu a beranu (viz. obr. 2 a obr. 3)

Pro lis s podélně uloženým excentrovým hřídelem (A) je posunutí vyjádřeno jako rozdíl posunutí zatížení jen od předpětí a po zatížení pracovní silou.

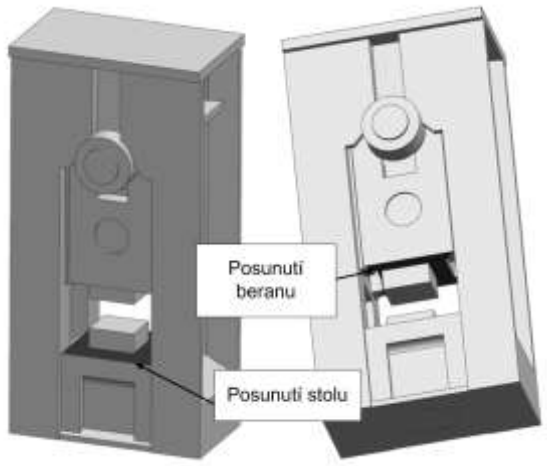
Jsou vždy porovnávány výsledky pro shodné excentricity ve vztahu k ose excentrového hřídele, tzn. dvojice zatížené s excentricitou rovnoběžně a kolmo k ose excentrového hřídele (viz. Tabulka 1).



Obr. 2 Zobrazení míst odečtu posunutí pro vyjádření tuhosti stojanu

Tabulka 1 Porovnání tuhostí stojanů

Porovnání stojanů	**Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem (A)**	**Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem (B)**	**A/B** (B 100%)
tuhost stojanu [N/mm] (excentricita kolmo na osu ex. hřídele) (1)	14 425 851	12 247 097	117,8
natažení stojanu (1) [mm]	1,733	2,0413	
tuhost stojanu [N/mm] (excentricita rovnoběžně s osou ex.hřídele) (2)	13 301 410	11 583 727	114,8
natažení stojanu (2) [mm]	1,8795	2,1582	



Obr. 3 Zobrazení míst odečtu posunutí pro vyjádření tuhostí pracovního prostoru stojanu

Tabulka 2 Porovnání tuhostí pracovních prostorů

Tuhost pracovního prostoru	**Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem (A)**	**Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem (B)**	**A/B** (B 100%)
tuhost pracovního prostoru (1) [N/mm]	5 952 381	5 292 910	112,5
natažení pracovního prostoru (1) [mm]	4,2	4,7233	
tuhost pracovního prostoru (2) [N/mm]	7 209 805	5 470 220	131,8
natažení pracovního prostoru (2) [mm]	3,4675	4,5702	

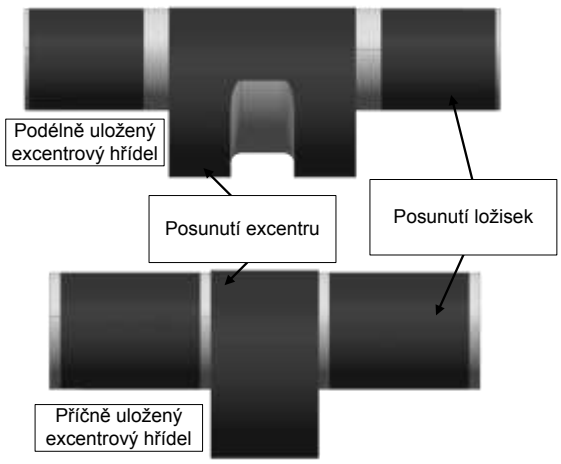
4. TUHOST JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT MECHANISMU KLIKOVÉHO LISU

Dále byly vyhodnoceny posunutí a tuhosti dalších významných komponent klikového lisu obou variant, opět při excentrickém zatížení:

- excentrový hřídel
- ojnice
- beran

Tabulka 3 Porovnání tuhostí excentrových hřídelů

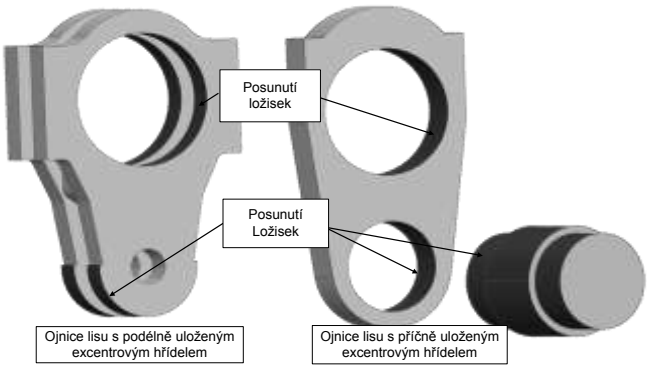
Porovnání excentrových hřídelů	**Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem (A)**	**Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem (B)**	**A/B** (B 100%)
tuhost excentrového hřídele [N/mm] (1)	12 808 033	13 804 528	92,8
průhyb excentrového hřídele (1) [mm]	1,9519	1,811	
tuhost excentrového hřídele (2) [N/mm]	11 481 584	14 310 246	80,2
průhyb excentrového hřídele (2) [mm]	2,1774	1,747	



Obr. 4 Zobrazení míst odečtu posunutí pro vyjádření tuhostí excentrového hřídele

Tabulka 4 Porovnání tuhostí ojnic

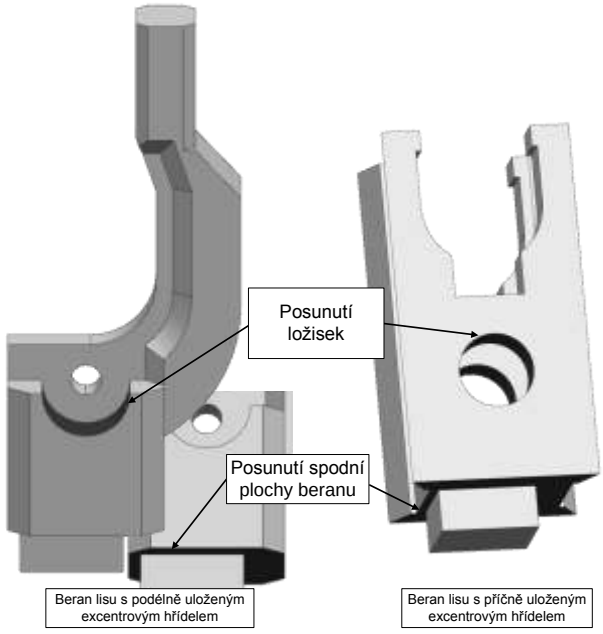
Porovnání ojnic	Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem (A)	Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem (B)	A/B (B 100%)
tuhost ojnice (1) [N/mm]	71 428 571	134 408 602	53,1
stlačení ojnice (1) [mm]	0,35	0,186	
tuhost ojnice (2) [N/mm]	71 022 727	43 327 556	163,9
stlačení ojnice (2) [mm]	0,352	0,577	



Obr. 5 Zobrazení míst odečtu posunutí pro vyjádření tuhostí excentrového hřídele

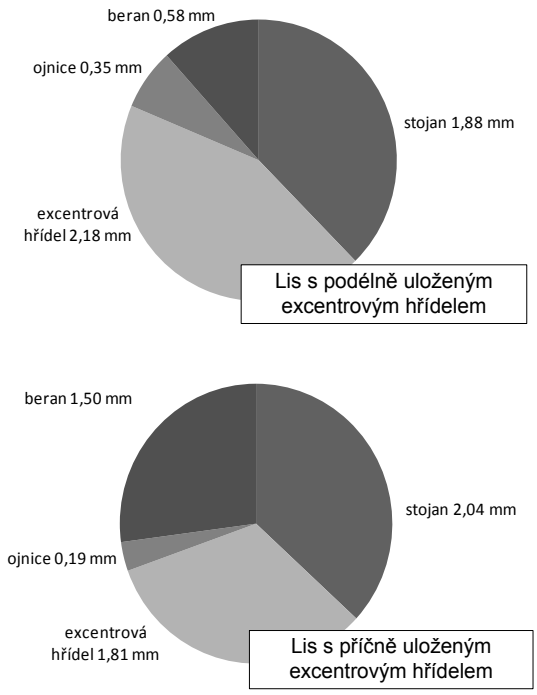
Tabulka 5 Porovnání tuhostí beranů

Porovnání beranů	Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem (A)	Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem (B)	A/B (B 100%)
tuhost beranu (1) [N/mm]	18 422 992	16 644 474	110,7
stlačení beranu (1) [mm]	1,357	1,502	
tuhost beranu (2) [N/mm]	43 103 448	18 953 753	227,4
stlačení beranu (2) [mm]	0,58	1,319	



Obr. 6 Zobrazení míst odečtu posunutí pro vyjádření tuhostí beranů

Pro přehlednost vyjádření vlivů jednotlivých komponent na celkovou tuhost konstrukce lisu jsou na následujících grafech znázorněny absolutní hodnoty posunutí jednotlivých komponent ve svislém směru.



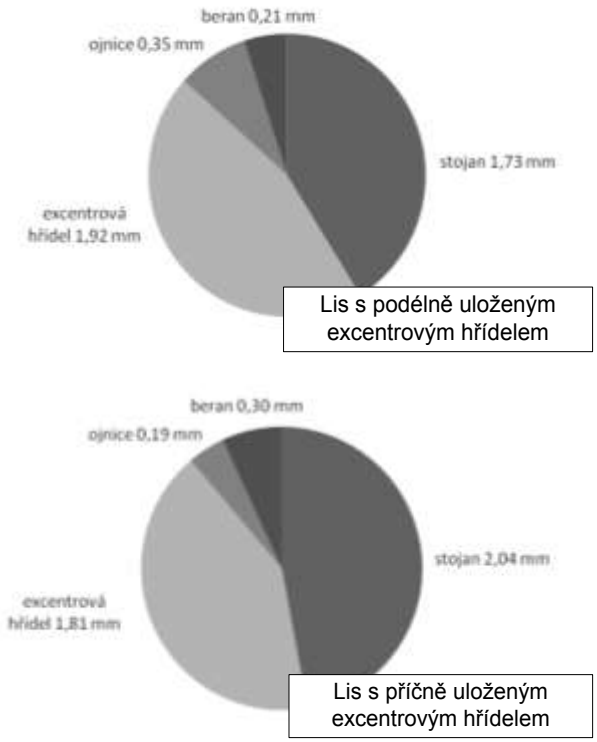
Obr. 7 Zobrazení absolutních hodnot posunutí jednotlivých částí konstrukcí ve svislém směru

5. TUHOST BERANU V TUHÉM VEDENÍ

Porovnání beranů bylo dále rozšířeno o výpočet samostatného beranu v tuhém vedení. Absolutní posunutí beranu je pouze 0,2, respektive 0,3 mm. Z výsledků vyplývá, že tuhost beranu při výpočtu v celém modelu lisu závisí na jeho naklopení, které závisí na celkové tuhosti stojanu.

	tuhost beranu [N/mm]	**stlačení beranu [mm]**
Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem	118 091 639	0,2117
Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem	83 139 342	0,3007

Po přepočítání beranu v tuhém vedení a tím eliminování vlivu beranu je zřejmé, že zásadní vliv na tuhost pracovního prostoru lisu u obou typů stroje je rozdělen mezi stojan a excentrový hřídel.



Obr. 8 Zobrazení absolutních hodnot posunutí jednotlivých částí konstrukcí ve svislém směru, beran s tuhým vedením

6. POROVNÁNÍ HMOTNOSTI LISŮ

	Lis s podélně uloženým excentrickým hřídelem	**Lis s příčně uloženým excentrickým hřídelem**
hmotnost stojanu [kg]	59 874	73 473
celková hmotnost [kg]	79 940	95 742

Hmotnost stojanu je v předepnuté variantě uvažována i s hmotností kotev. Celková hmotnost zahrnuje navíc: beran, ojnici a excentrový hřídel.

7. ZÁVĚR

Výpočty byly provedeny za předpokladu, že jsou vymezeny všechny vůle mezi pohybujícími se částmi. Ve všech styčných plochách byly ve výpočtu, prováděné sofwarem NX 7.5, uvažovány kontakty se zahrnutím odpovídajícího tření.

Z výše uvedených výsledků vyplývá, že ne všechny sledované části se podílí na tuhosti soustavy stroje stejným podílem. Nejvíce ovlivňují tuhost stroje stojan a excentrový hřídel. Při porovnání obou námi zvolených typů lze konstatovat, že tuhost příčně uloženého hřídele je vyšší než podélně uloženého hřídele, naopak tuhost stojanu s příčně uloženým hřídelem je menší než tuhost stojanu s podélně uloženým hřídelem. Při posuzování jako celku docházíme k tomu, že koncepce s podélně uloženým hřídelem má díky větší tuhosti stojanu i větší celkovou tuhost. Toto je dáno tím, že délka neutrální osy stojanu, u podélně uloženého hřídele je menší, než u stroje s příčným uložením hřídele.

Za předpokladu, že bychom chtěli zvyšovat tuhost stroje, je třeba věnovat pozornost těm částem, které se na tuhosti stroje podílí nejvíce, tedy na zvyšování tuhosti stojanu a zvyšování tuhosti hřídele.

Pro uvedené stroje, tj. klikové lisy pro zápustkové kování by bylo vhodné, aby se tuhost kvalitního stroje pohybovala kolem $20*10^6$ N/mm.

Literatura

ČECHURA, M.; STANĚK, J.; CÍREK, M.; HLAVÁČ, J.; KUBEC, V.; CHVAL, Z.; *Závěrečná zpráva o činnosti CVTS za rok 2009*, Plzeň 2009: 109 s.

ČECHURA, M.; STANĚK, J.; CÍREK, M.; HLAVÁČ, J.; KUBEC, V.; CHVAL, Z.; *Závěrečná zpráva o činnosti za rok 2008*, Plzeň : ZČU, 2008. 98 s

ČECHURA, M.; STANĚK, J.; CÍREK, M.; CHVAL, Z.; *Monitorování funkcí a vlastností tvářecích strojů, VCSVTT,* ČVUT 2010, 60 s

ČECHURA, M.; STANĚK, J.; RÁŽ, K.; KUBEC, V.; CHVAL, Z.; *Monitorování funkcí a vlastností tvářecích strojů, ZČU,* Plzeň 2011, 87 s