

Ing. J. Z e l e n k a,

J. J a n í č e k

VÚHU

M Ě Ř E N Í P R O V O Z N Í C H S I L N A K O R E Ě Č K O V Ě M V O D I Č I A N A M Á - H Á N Í S P O D N Í S T A V B Y R Y P A D - L A D O 800/IV .

Ú v o d:

Technika lomového dobývání, v dnešní době zavedená v SHR, používá dvou základních typů dobývacích strojů, a to:

1. kolesová rypadla
2. korečková rypadla.

Ekonomické zhodnocení a další konstrukční výhody u kolesových rypadel staví tento typ dobývacích strojů na prvé místo při dobývání na velkých povrchových dolech. Přesto však korečková rypadla budou ještě dlouho hrát značný význam při lomovém dobývání a je nutno se jimi zabývat. Korečková rypadla horninu nejen rozpojí, ale i zvedají a dopravují na vyšší pracovní horizont, což u kolesových rypadel lze provést jen se značnými konstrukčními změnami. V ČSSR dosud nebylo použito hloubkového řezu u kolesových rypadel. Korečková rypadla lze také zařadit i do velmi tvrdých hornin, kde kolesová rypadla se dosud neuplatnila. Rostoucí nároky na výkon a životnost strojů a jejich bezporuchovost ukazují, že je třeba se zabývat problematikou korečkových rypadel více, než se dosud dělo.

Provedli jsme tensometrické měření na korečkovém otočném rypadle DO 800/IV na dole ČSA v Ervěnicích, abychom stanovili alespoň v hrubých rysech provozní zatěžující síly na korečkovém vodiči a namáhání nosníků spodní stavby rypadla. V průběhu provozu tohoto stroje došlo k vážným poruchám, které ohrozily bezpečnost provozu tohoto stroje.

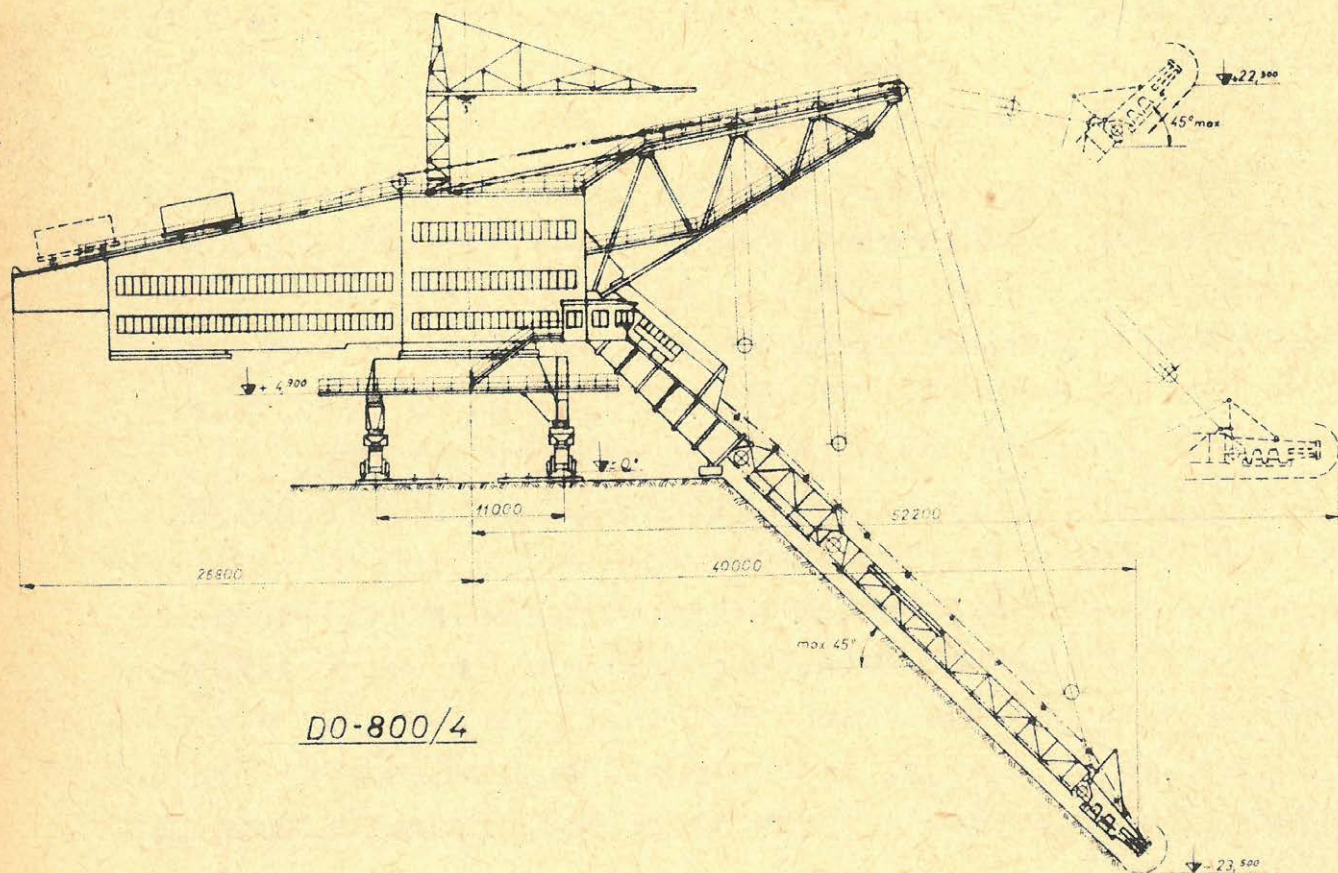
Rypadlo po krátké provozní době v roce 1959 havarovalo. Po havarii, při které došlo k poškození spodní stavby stroje, byla provedena úprava portálu na základě provozních zkušeností a dle výsledků tensometrického měření prováděného na stroji Výzkumným střediskem VŽKG při VAAZ v Brně. V říjnu 1959 bylo rypadlo s upraveným portálem znovu uvedeno do provozu. V průběhu provozu po provedeném zesílení se na rypadle vyskytovaly poruchy běžného druhu. Tento stav trval do roku 1961. Po té však docházelo k poškození svárů v místě uložení kulových čepů a později i k deformaci nosníku kulové dráhy otočného svršku. Závady, které se v průběhu provozu vyskytly, byly odstraňovány svařováním porušených spojů a v některých případech byly tyto opravy spojeny s dalším vyztužováním nosníků spodní stavby. V únoru 1962 byla spodní stavba v takovém stavu, že byly oprávněné obavy z poruch, které by mohly vést k podobné havarii jako v minulých letech.

Byli jsme požádáni, abychom provedli na stroji měření, které by ukázalo na velikost napětí vznikajících při provozu stroje v hlavních nosnících spodní stavby za provozních podmínek. Vzhledem k tomu, že VŽKG Ostrava pro konstrukci nového portálu vyžadovaly hodnoty řezných sil působících na stavbu rypadla během provozu v těchto těžkých jílech, byl program našeho měření rozšířen i na zjištění těchto veličin. Toho však bylo možno v daném termínu, ve kterém bylo nutno tento úkol dokončit, dosáhnout jen v hrubých rysech. Otázka řezných odporů u korečkových rypadel nebyla dosud řešena ani u nás, ani v NDR, ačkoliv tyto stroje zůstávají, i přes rozšíření kolesových rypadel, stále důležitou těžební jednotkou. Naše práce vedoucí ke zjištění velikosti provozních sil na korečkovém vodiči jsou

první tohoto druhu u nás a byly prováděny na stroji bez speciálních úprav během normálního provozu, případně v provozních přestávkách během preventivních oprav.

P o p i s s t r o j e a m ě ř e n í .

Korečkové rypadlo DO 800/IV (obr. 1) je určeno pro rozpojování skrývky, případně uhlí, hornin druhé třídy tj. horniny prvního až čtvrtého stupně rozpojitelnosti podle ČSN 1171. Při práci rypadla v horninách čtvrtého stupně rozpojitelnosti je nutno podle provozních předpisů užívat trhacích prací, vyskytnou-li se tyto horniny v souvislých vrstvách.



Obr. 1

Rypadlo pracuje pod nebo nad rovinou pojíždění. Pracovní dosah stroje při sklonu korečkového vodiče $\alpha = 45^\circ$ je 20 m. Teoretický výkon daný obsahem korečku /800 l/ a počtem výsypů /22 výsypů/min / je $1\,050\text{ m}^3/\text{hod.}$ rozpojené horniny. Při práci rypadla nad rovinou pojíždění se očekává výkon nižší v důsledku horšího plnění koreček. Provozní váha stroje je 1 050 tun. Hlavní nosníky spodní stavby tvoří nepravidelný pětiúhelník s vnitřním obdélníkovým rámem pro uložení kruhového nosníku kubové dráhy. Hlavní nosníky jsou svařované, profilů I. V horní části těchto profilů jsou vestavěny výztužné příčníky. Příčníky podpírají kruhový nosník kulové dráhy a vyztužují spodní stavbu v horizontální rovině. Hlavní vnější šikmé nosníky na straně pevné podpory jsou zakřiveny a přechází ve věšadlo. Spodní stavba je uložena třemi svislými čepy /dva pevné, jeden kyvný/ na systému vahadel, která roznáší váhu stroje do kolejiště. Na spodní stavbě je upravena kulová dráha nesoucí horní stavbu.

Metodika měření provozních sil korečkového vodiče.

Při rypání zeminy vzniká na korečku rypná síla neznámé velikosti, neznámého směru a neznámého působíště, (6 neznámých veličin). Tuto prostorově uloženou sílu lze rozložit do tří směrů a to:

- 1/ do směru korečkového řetězu - P_1
- 2/ do směru svislého - P_2
- 3/ do směru horizontálního - P_3

Dvě první složky P_1 a P_2 působí v rovině svislé, proložené korečkovým vodičem, zbývající třetí složka P_3 je kolmá k této rovině. Mimo tuto hlavní odporovou sílu působí na koreček další vlivy vznikající při hrabání a to:

tření mezi korečkem a zeminou
váha narýpané zeminy
váha korečku
přítlačná síla na koreček apod.

Výslednicí těchto sil, zahrnující i složku rypného odporu lze stanovit dvojitým způsobem:

1/ Přímým měřením na korečku:

Zavěšením korečku pomocí šesti dynamometrů na korečkový řetěz lze stanovit z rovnovážných rovnic výslednici odporových sil a její působíště. Toto měření je však závislé na stupni vývoje měřicí techniky. Vyžaduje totiž měřicí aparaturu uloženou přímo na korečku a přenos signálů bezdrátovým systémem.

2/ Nepřímým měřením silových poměrů na korečkovém vodiči:

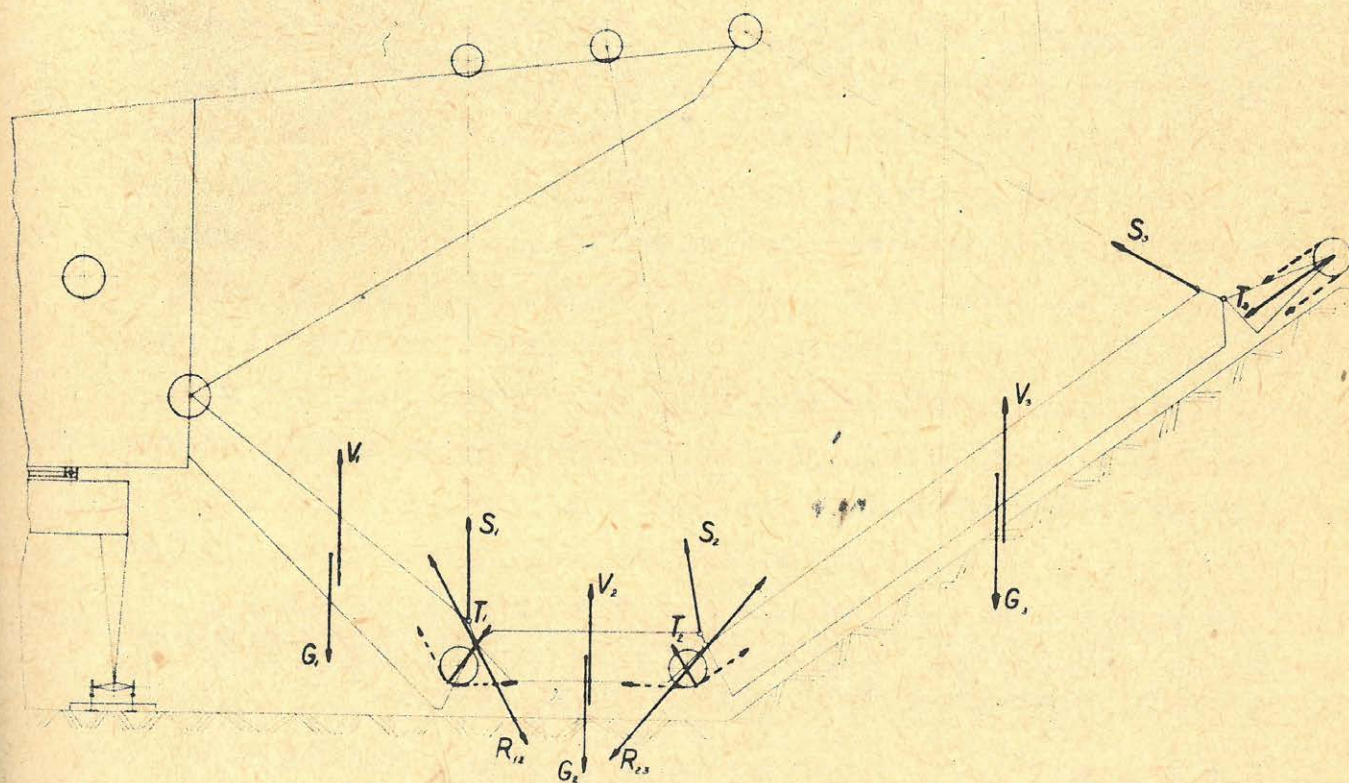
Jestliže předpokládáme, že všechny korečky jsou stejnoměrně zatíženy, pak jednotlivé složky na korečcích dávají tři výsledné složky na celém korečkovém vodiči.

a/ Silové složky P_1 dávají výslednici ve směru tahové síly v korečkovém řetězu. Klopný moment, vznikající posunutím síly P_1 pod korečkový řetěz, je zachycen ve vedení korečkového řetězu a jeho silové působení na závěsy a kloubové spoje korečkového vodiče je řádově zanedbatelné oproti ostatním silám. Tahovou sílu v korečkovém řetězu, jakožto výslednici složek P_1 , lze měřit tensometricky snímáním krouticího momentu na hnací turasové hřídeli, nebo z výkonů turasových motorů. První způsob vyžaduje kroužkové snímače pro tensometrickou aparaturu. Při dokonalém provedení je však přesnější než navržený druhý způsob měření.

Tímto způsobem stanovíme celkovou tahovou sílu v řetězu, kde bude zahrnuta složka vznikající třecími odpory mezi korečkovým řetězem a vedením. Pro dokonalé proměření tahové síly v korečkovém řetězu by bylo vhodné stanovit reakce v ložisku vodičích a napínacích kladek. Rozložení této reakce do směru řetězu, lze stanovit tahové síly v místě přechodu přes vodičí kladky.

b/ Výslednice svislých složek P_2 je závislá na přítláčné síle od korečkového vodiče. Vzájemným kloubovým

uložením a zavěšením na lanech, tvoří korečkový vodič soustavu těles staticky určitých. Při silovém rozboru je však nutno zavést všechny působící síly a to i tah v řetězu, který působí přes vodící kladky na korečkový vodič a nadlehčuje jej, jak ukazuje rozbor sil na obr. 2. Tento vliv se zvláště projeví při hrabání zeminy na horním řezu, kde může dojít i k okamžitým průvěsům lan.



S, S, S	SÍLY V LANOVÝCH ZAVĚSECH
G, G, G	VLASTNÍ VAHY JEDNOTL. ČÁSTÍ
T, T, T	VÝSLED. TAHOVÝ SIL KOR. ŘETĚZU
V, V, V	NADLEHČUJÍCÍ SÍLA
R, R, R	VNITŘNÍ REAKCE V SOUSTAVĚ

SILOVÝ ROZBOR NA KOREČKOVÉM VODIČI

Obr. 2

Stanovení sil v lanových závěsech korečkového vodiče lze provést těsometricky na spojovacích táhlech mezi lanovnicí a korečkovým vodičem. Grafické řešení silových vztahů pro korečkový vodič, při předpokladu stejnoměrně zatížených korečků, přechází na rovinné řešení soustavy těles staticky určitých a dovoluje určit výslednice svislých složek na každém díle korečkového vodiče. Statické řešení na volném žlabu pak dává kontrolu pro správné řešení silového rozboru celé soustavy. Proměněním reakcí ve spojovacích kloubech jednotlivých dílů korečkového vodiče, lze rozbor upřesnit a stanovit i působíště výslednice svislých sil.

c/ Výslednice složek P_3 , působící kolmo na korečkový vodič, určuje boční sílu na celém korečkovém vodiči. Lze ji stanovit tensometricky buď měřením napětí na kulových čepech pevné podpory, nebo měřením osových sil na zavětrovacím systému korečkového vodiče. Jestliže u druhého způsobu použijeme cejchování měřených míst v provozní poloze korečkového vodiče boční silou známé velikosti, pak tento způsob je přesnější než navržený první, jelikož v kulových čepech se objevují značné třecí odpory, které mohou zkreslit výsledky měření.

P o p i s m ě ř e n í .

Měření na stroji bylo provedeno tensometricky a měřením zatížení hnacích motorů korečkového řetězu.

M ě ř e n í d e f o r m a c í s p o d n í s t a v b y .

Hlavní pozornost při zjišťování přírůstků napětí od provozních sil byla zaměřena na hlavní profily spodní stavby. Systém spodní stavby je několikrát staticky neurčitým a nelze bezpečně počtářsky stanovit průběh sil. Z těchto důvodů byly hlavní nosníky spodní stavby osazeny řadou tensometrů, i když šlo například o symetrické profily.

K měření deformací v těchto místech bylo užito odporových tensometrů naší výroby M 120 Ω . Tensometry byly tme-

leny za velmi nepříznivých povětrnostních podmínek v jarních měsících, proto bylo k urychlení vytvrzení tmele užíváno předehtřívání měřených profilů. Chránění tensometrů před vlivy vlhkosti a teplotními změnami bylo provedeno příložnými kryty z umělých hmot a vosky. K vlastnímu měření bylo užito universálních tensometrických aparatur Hottinger a Philips.

Registrace měřených veličin byla prováděna smyčkovými oscilografy. V průběhu měření byly užity jednak oscilografy RFT, jednak osmysyčkový oscilograf MPO 2 podle počtu registrovaných signálů. Při užití více registračních oscilografů byla zjištěna časová vazba jednotlivých oscilogramů i při různé rychlosti posuvu registračních pásek spínačem. Tímto spínačem byly prováděny na všech registračních záznamech současně značky umožňující orientaci v jednotlivých oscilogramech.

M ě ř e n í z a t í ž e n í h n a c í h o
m o t o r u ř e t ě z u .

Zatížení motorů pro pohon korečkového řetězu bylo měřeno registračním wattmetrem Metra s příslušnými proudovými a napěťovými měniči. Wattmetr byl zapojen tak, že registroval součet výkonů obou motorů. V průběhu měření byla provedena kontrola rozdělení proudového zatížení na oba motory, která ukázala, že rozdíly zatížení jsou tak malé, že pro praktickou potřebu není nutno se jimi zabývat a stačí sledovat souhrnný výkon obou motorů. Zatížení motorů bylo sledováno při měření namáhání spodní stavby jako jedno z porovnávacích hledisek při posuzování velikosti napětí v měřených místech.

U r ě n í p r o v o z n í c h s í l n a
k o r e č k o v é m ž e b ř í k u .

Korečkům řetězu klade hornina odpor proti rozpojování, který je překonáván silami vyvozenými

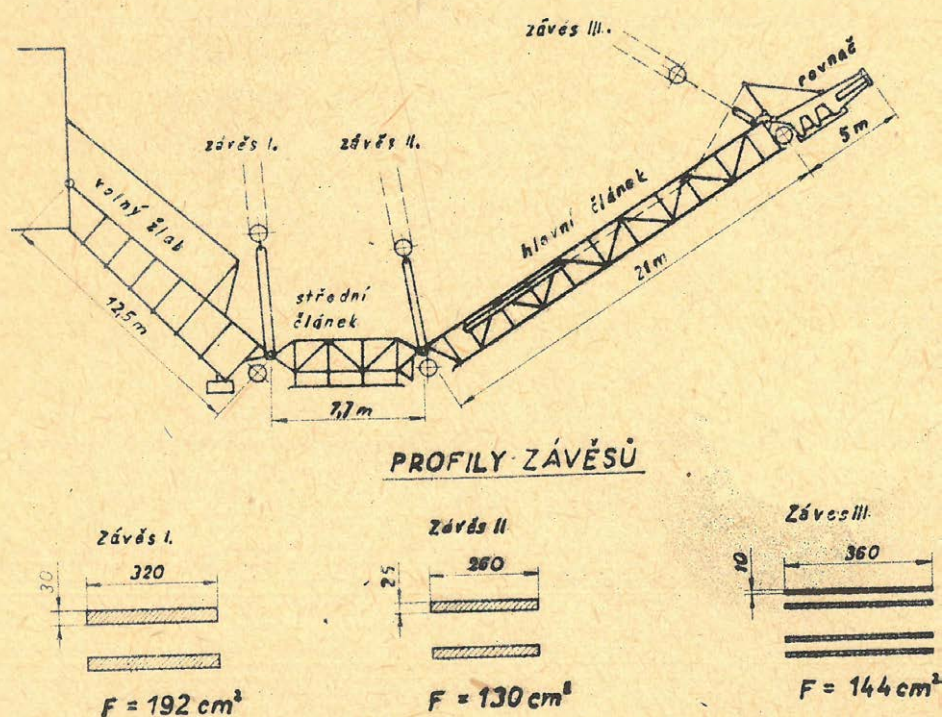
- a/ tažnou silou v řetězu danou výkonem motorů pro jeho pohon
- b/ přitlačnou vahou korečkového vodiče
- c/ boční silou vzniklou při pojiždění rypadla.

U r č e n í t a ž n é s í l y v ř e t ě z u .

Pro stanovení tažné síly v řetězu jsme vycházeli ze zatížení hnacích motorů korečkového řetězu. Pro měření výkonu motorů bylo užito stejných aparatur jako v případě měření namáhání hlavních nosníků spodní stavby.

M ě ř e n í p ř í t l a č n é v á h y k o r e č k o v é h o v o d i č e .

Část váhy korečkového vodiče působí za provozu vertikálně na břity koreček a udržuje je v záběru. Velikost této přitlačné síly se reguluje uvolňováním jednotlivých závěsů korečkového vodiče podle velikosti odebírané třísky a podle odolnosti horniny proti rozpojení. Korečkový vodič složený ze tří částí je jedním koncem kloubově uchycen na volném žlabu a ve své délce zavěšen spolu se žlabem na třech lanových závěsech. Zdvih korečkového vodiče a volného žlabu je prováděn vrátky umístěnými na horní stavbě rypadla. Schematicky je uložení volného žlabu a zavěšení korečkového vodiče vyznačeno na obr. 3.



Obr. 3

Na koncích lanových závěsů jsou ocelové pásnice, opatřené na obou koncích hlavami pro začepování na nosníku vodiče a kladnicích. Kloubové uložení dovoluje tahové namáhání závěsů. Na jednotlivé závěsy byly instalovány aktivní a kompenzační tensometry, kterými byly měřeny změny deformace při následujících podmínkách. Váha korečkového vodiče a volného žlabu byla určena jako rozdíl mezi odlehčeným a zatíženým stavem jednotlivých závěsů. Jednotlivé závěsy byly postupně uvolňovány až do prověšení závěsných lan. V okamžiku uvolnění prvního závěsu byl tento stav výchozím pro stanovení deformace v táhlech tohoto závěsu. Po vytváření tensometrické aparatury zapojené na tensometry prvního závěsu, byl tento závěs zatížen nadzvednutím korečkového vodiče a byl uvolněn další závěs.

Po provedeném vyvážení aparatur byl korečkový vodič ustaven do polohy, která se pokud možno nejméně lišila od provozní polohy, ve které následovalo měření přitlačné síly za provozu. V této poloze byly sklonoměrem zjištěny sklony jednotlivých dílů korečkového vodiče a závěsných lan. Současně bylo provedeno odečtení deformací táhel závěsů účinkem vlastní váhy korečkového vodiče. Měření přitlačné síly za provozu bylo prováděno měřením změn napětí v táhlech závěsů. Rypadlo pracovalo v obou směrech pojezdu, ve velmi pevném tmavošedém jílu. Svislá složka reakce horniny působící proti vnikání břitu korečku do záběru se projevila odlehčováním závěsů oproti stavu, kdy závěsy byly zatíženy celkovou vahou korečkového vodiče, tj. za klidu stroje a v poloze vodiče ustaveného do téměř pracovní polohy. Vliv váhy horniny dopravované v korečcích během provozu zvyšuje přibližně účinek korečkového vodiče. V našem případě tento vliv, který z provozních důvodů nebylo možno spolehlivě oddělit, nám snižuje měřenou hodnotu odporu, který klade hornina. Je tedy skutečná přitlačná síla v tomto případě větší o účinek váhy nesené horniny.

Řidič rypadla během provozu stroje uvolňuje jednotlivé závěsy podle zatížení hnacích motorů korečkového řetězu a podle celkového chování stroje. Nadměrné uvolňování závěsů korečkového vodiče způsobuje, zvláště v řezu, kde se střídají vrstvy horniny rozdílné pevnosti, neklidný chod stroje a rozhoupání celého rypadla. Během měření prováděl řidič rypadla změny polohy závěsů v nejmenší nutné míře a snažil se udržovat klidný chod stroje změnou pojízdo-
vé rychlosti rypadla. Měření účinku váhy korečkového vodiče a volného žlabu na deformaci jednotlivých závěsů bylo prováděno před každým provozním měřením, aby byl zachycen stav co nejvíce podobný provozním podmínkám. Profily jednotlivých závěsů jsou na obr. 3.

Registrace průběhu namáhání jednotlivých závěsů byla prováděna smyčkovým oscilogramem.

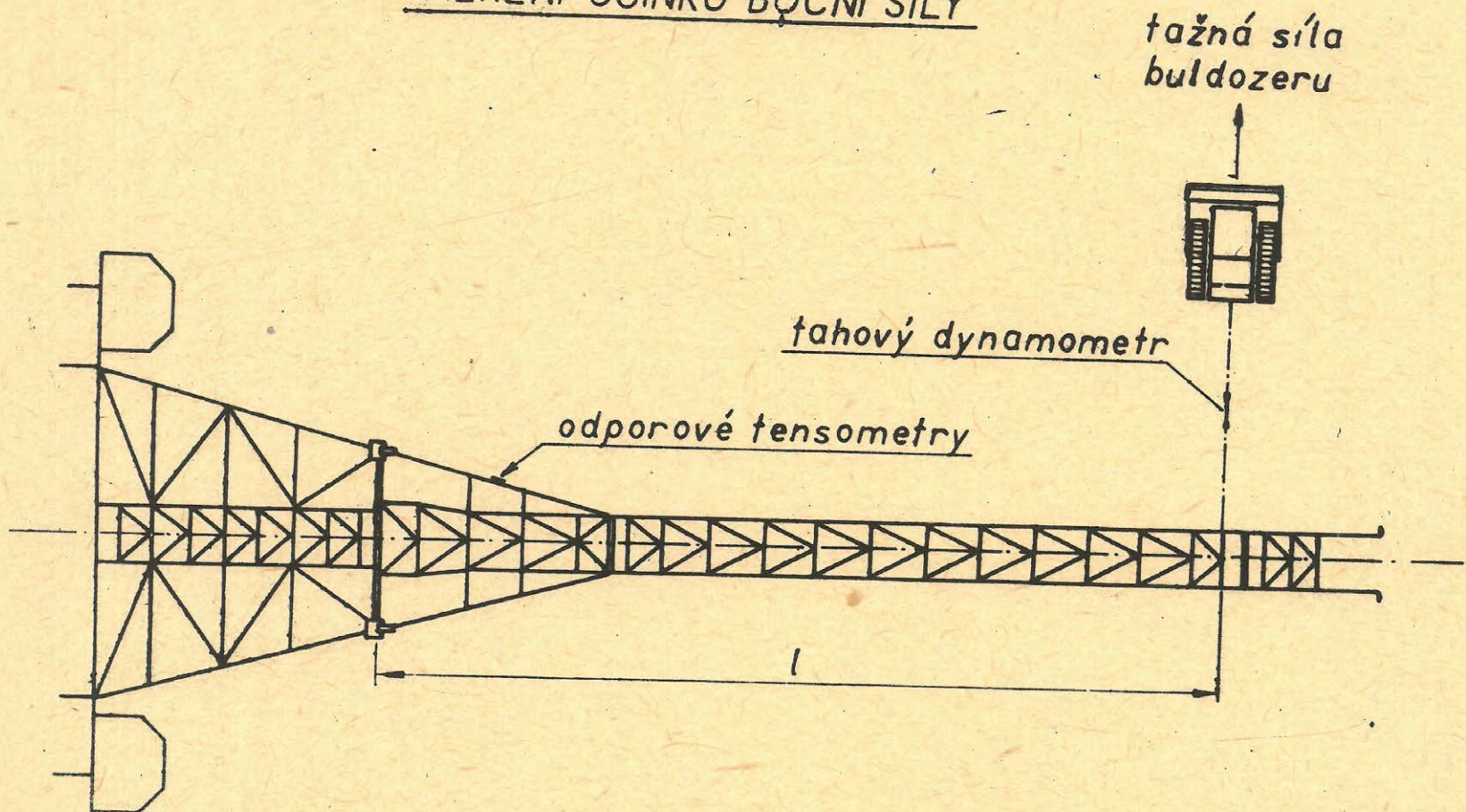
M ě ř e n í b o č n í s í l y.

Boční odpor horniny proti rozpojení působí na jednotlivé korečky v záběru a je přenášen konstrukcí korečkového vodiče a volného žlabu na horní stavbu rypadla a přemáhán hnacími motory pro pojezd rypadla. Pro zjištění velikosti boční síly bylo vycházeno z naměřených deformací zavětrovacího prutu středního článku korečkového vodiče.

Boční síla působící na břitech koreček namáhá korečkový vodič krutem a ohybem. Aby bylo možno určit namáhání boční vzpěry a velikost boční síly, bylo provedeno cejchování, při kterém byla zjištěna závislost napětí ve vzpěře na velikosti boční síly při provozní poloze korečkového vodiče. Na korečkový vodič byla upevněna tažná lana, ve kterých byl zabudován tensometrický dynamometr.

Tažná lana byla spojena s hákem buldozeru, kterým byla vyvozena síla v bočním směru. Schematické znázornění způsobu zatížení korečkového vodiče boční silou je na obr. 4.

MĚŘENÍ ÚČINKŮ BOČNÍ SÍLY



Pro měření deformací prutu bočního zavětrování a velikosti tažné síly, bylo užito tensometrických aparatur Hottinger a smyčkového oscilografu RFT. Z délky ramene uchycení tažných lan, jejich sklon, velikosti měřené síly v dynamometru a napětí vzpěry byl sestaven diagram pro zpětné určení velikosti boční síly.

Toto cejchování, stejně jako zjištění vlivu váhy korečkového vodiče bylo prováděno před každým provozním měřením pro daný sklon korečkového vodiče.

S t a n o v e n í p o j e z d o v é r y c h l o s -
t i r y p a d l a .

Bylo prováděno na základě měření otáček jednoho z hnacích motorů pro pojezd rypadla. Otáčky hřídele motoru byly měřeny stejnosměrným tachodynamem a oscilografem RFT.

F y s . - m e c h a n i c k é v l a s t n o s t i
h o r n i n n a d o l e Č S A .

Korečkové rypadlo pracuje na čtvrtém skryvkovém horizontu v těžké jílovité hornině a dobývá jak horní tak i dolní část řezu.

Čtvrtý řez dolu ČSA je tvořen tmavošedým jílem, tvrdé konsistence, zpevněným horizontálně uloženými vrstvami sideritických proplástek. I když mocnost uloženého proplástek se pohybuje jen kolem 25 cm, dochází v této hloubce k tak velkému zpevnění horniny, že v současné době před postupujícím rypadlem se běžně používá trhacích prací. Uvádíme výsledky rozboru těchto hornin z tohoto řezu.

	název hornin	obj.váha vlh.hor. g/cm ³	vlhkost v % obj.	spec.váha g/cm ³	soudrž- nost v kg/cm ²	úhel vnitř. tření
1	hněvo- cínový konsiste- ntní, na vrstvě, na jíl	2,14	27,85	2,69	7,8	3°30
2	hněvo- cínový konsiste- ntní, na vrstvě, na jíl	2,33	25,52	2,79	8,0	1°40
3	hněvo- cínový konsiste- ntní, na vrstvě, na jíl	2,13	30,75	2,68	7,0	1°30
4	hněvo- cínový konsiste- ntní, na vrstvě, na jíl	2,16	28,06	2,65	7,1	1°10
5	hněvo- cínový konsiste- ntní, na vrstvě, na jíl	2,20	26,19	2,69	8,0	3°

V ý s l e d k y m ě ř e n í :

Průběh výkonů obou elektrických motorů hnacího turasu korečkového řetězu, byl zaznamenán registračním wattmetrem. Ze záznamu byly vyhodnoceny některé okamžité hodnoty a k nim odpovídající tahové síly v závěsech korečkového vodiče. Technické hodnoty převodů, potřebné pro výpočet byly převzaty z různých konstrukčních podkladů výrobce a činí:

Otáčky hnacího turasu $n_t = 10,95$ ot/min.

Účinnost el. motorů $\eta_m = 0,93$

Účinnost převodové
skříně $\eta_p = 0,87$

Poloměr hnacího turasu = $R_{\max.} = 0,915$ m

$R_{\min.} = 0,845$ m

Tahová síla v korečkovém řetězu byla pak stanovena ze vzorce:

$$P = 975 \cdot \frac{\eta_m \cdot \eta_p \cdot N}{R \cdot m} \quad / \text{kg}/$$

Jelikož u osmibokého hnacího turasu jsou dva různé poloměry, obdržíme též vždy dvě hodnoty pro tahové síly v řetěze, a to:

$$T_{\min} = 79,5 \text{ N}$$

$$T_{\max} = 85,3 \text{ N}$$

Pro přibližné stanovení pasivních odporů byl určen výkon hna-

cích motorů při chodu naprázdno při zvednutém korečkovém vodiči a činí

270 kW.

Přepočtem byla stanovena tahová síla při pasivních odporech:

$$T_P \text{ min} = 21,5 \text{ t}$$

$$T_P \text{ max} = 23 \text{ t}$$

Průměrná hodnota činí $T_P = 22,2 \text{ t}$.

Pasivní odpory při provozu se zvýší o část třecí síly, vzniklé přitlačení koreček do řezu. Tuto část však nelze z měření vyčíslit a je zahrnuta do výsledné síly potřebné k řezání a zdvihu materiálu. Naměřené hodnoty a přepočtené tahové síly jsou uvedeny v následující souhrnné tabulce:

H o r n í ř e z .

Výkon motorů	Tahová síla v řetězu .			Pasivní odpory	Síla potřebná k řezání a zdvihu mater.
kW	T max tun	T min tun	T prům tun	T pas tun	T ř tun
645	55	51,2	53,1	22,2	30,9
630	53,7	50	51,9		29,7
750	64	59,6	61,8		39,6
600	51,2	47,6	49,4		27,2
600	51,2	47,6	49,4		27,2
540	46	42,9	44,4		22,2
750	64	59,6	61,8		39,6
630	53,7	50	51,9		29,7
750	64	59,6	61,8		39,6
810	69	64,4	66,7		44,5

S p o d n í ř e z .

Výkon motorů	Tahová síla v řetězu.			Pasivní odpory	Síla potřebná k řezání a zdvihu mater.
kW	T max tun	T min tun	T prům. tun	T pas tun	T ř tun
600	51,2	47,6	49,4	22,2	27,2
600	51,2	47,6	49,4		27,2
600	51,2	47,6	49,4		27,2
600	51,2	47,6	49,4		27,2
450	38,4	35,8	37,1		14,9
360	30,7	28,6	29,6		7,4
510	43,5	40,5	42,0		19,8
675	57,5	53,6	55,5		33,3
825	70,5	65,5	68,0		45,8
750	64	59,6	61,8		39,6

V e r t i k á l n í s í l y n a k o r e č k o v é m
v o d i č i .

Pro stanovení svislé přítlačné síly na jednotlivých
dílech korečkového vodiče, byly měřeny tahové síly v závěsech
jak bylo již dříve uvedeno. Vlastní váha jednotlivých celků
byla stanovena dle konstrukčních podkladů a činí:

Váha hlavního článku a rovnače = 58 t
Váha středního článku a rovnače = 24 t
Váha žlabu = 60 t

Značení silových veličin je následující:

S_1 - tah v závěsu žlabu
 S_2 - tah v závěsu středního článku
 S_3 - tah v závěsu hlavního článku.

Abychom stanovili přesnost měřených hodnot v lanových závěsech, provedli jsme porovnání naměřených hodnot vlastní váhy korečkového vodiče s konstrukčními údaji. Vlastní váha korečkového vodiče byla měřena rozdílem napětí, které vzniklo mezi uvolněným a zatíženým závěsem vlastní vahou korečkového vodiče bez pohybu korečkového řetězu.

Pro konstrukční váhy a pro naměřené sklony jednotlivých částí, byly stanoveny graficky odpovídající tahy v závěsech a porovnány s naměřenými hodnotami:

	Naměřené hodnoty	Graficky určené hodnoty	Rozdíl	%
S ₁ (sklon -43°)	88 t	89 t	1 t	1,1 %
S ₂ (sklon -15°)	31,2 t	32 t	0,8 t	2,5 %
S ₃ (sklon -15°)	43,5 t	46 t	2,5 t	5,2 %
S ₁ (sklon -43°)	-	75	-	-
S ₂ (sklon -3°)	-	42	-	-
S ₃ (sklon -15°)	-	44	-	-
S ₁ (sklon -43°)	57	54	-3 t	5,5%
S ₂ (sklon -27°)	33	35	2 t	5,7%
S ₃ (sklon -23°)	53,2	54	0,8 t	1,5%

Naměřené hodnoty tahových sil dobře odpovídají graficky stanoveným hodnotám. Maximální rozdíly činí cca 5 %, což může být zaviněno malou odchylkou skutečné váhy od konstrukční u jednotlivých celků.

M ě ř e n í n a s p o d n í m ř e z u .

Na následující tabulce jsou uvedeny záznamy z provozního zatížení jednotlivých závěsů při hrabání ložního řezu. Pro vyhodnocení bylo určeno 10 okamžitých hodnot jednotlivých tahových sil, při kterých byly vzaty jejich střední hodnoty.

S p o d n í ř e z y .

	S ₁	S ₂	S ₃	R ₁	R ₂	R ₃
1	40,8 t	18,6 t	44,2 t	22 t	31 t	-
2	42,6	17,3	49,8	21	38	2 t
3	48,3	10,0	46,5	19,5	50	30
4	51,8	12,4	42,0	25	40	32
5	35,5	11,2	32,6	31	38	-
6	49,9	12,4	52,4	13	49	27
7	39,0	16,1	45,3	21	36	-1
8	30,2	2,5	33,7	38	41	3
9	37,3	2,5	46,6	20	58	23
10	42,6	18,6	51,2	15	37	2

Podle tahových sil (S) byly graficky zpětným postupem stanoveny svislé síly, působící v těžišti jednotlivých konstrukčních celků při daných provozních podmínkách. Odečtením získaných hodnot od vlastní váhy jednotlivých částí jsou stanoveny svislé síly (R), přitlačující korečky do řezu a uvedeny v předcházející tabulce.

Jelikož váha korečkového vodiče byla stanovena pro

prázdné korečky, je nutno pro provozní zatížení přičíst váhu nahrabané zeminy. Provozní váhy byly odhadnuty dle průměrného naplnění koreček následovně:

Váha žlabu	67 t
Váha středního článku	28 t
Váha hlavního článku	70 t.

Pro vyhodnocení průměrné hodnoty byla vyloučena měření 3, 4, 6 a 9, kde svislá síla je značně odlišná od váhy žlabu. Váha žlabu, kde nenastává při hrabání žádné odlehčení, byla vzata pro kontrolu řešení. Nepatrné nadzvednutí žlabu vlivem dosednutí urovnávacího pluhu při řešení zanedbáváme.

Měřené hodnoty tahových sil nedostačují k určení polohy přitlačné síly, uvažujeme proto rovnoměrné rozložení svislých sil po celé délce jednotlivých konstrukčních celků. Výslednice těchto sil pak působí v těžišti ve stejném směru jako provozní váha. Při rýpání zeminy nastává odlehčení závěsů vlivem tahů v korečkovém řetězu při přechodu přes vodící kotouč v jednotlivých kloubech korečkového vodiče a u napínacího kotouče na konci zarovnače. Při spodním řezu dle uvedených sklonů přichází v úvahu toto nadlehčení jen u prvního závěsu volného žlabu. Pro stanovení průměrné nadlehčující síly byl proveden silový rozbor. Tahová síla řetězu na napínacím kotouči byla odhadnuta na polovinu pasivních odporů, což činí cca 10 t. Tahová síla v místě vodícího kotouče mezi žlabem a středním článkem byla odhadnuta na 45 t. Pro zjednodušené grafické řešení byly uvedené síly přeloženy do kloubového spoje. Silový rozbor ukázal, že nadlehčení prvního závěsu při uvedených sklonech pro spodní řez je malé oproti naměřeným hodnotám a činí 8 t. Přesto však tato hodnota byla uvažována při grafickém stanovení vertikálních přitlačných sil. Průměrná přitlačující síla na hlavním článku korečkového vodiče

činí 24,7 t, což odpovídá zatížení 42,5 % konstrukční váhy, maximální síla dosahuje hodnoty 38 t, což odpovídá zatížení 66 % konstrukční váhy. Na středním článku působí průměrná přitlačná síla v těžišti o velikosti 37 t, což odpovídá zatížení 155 % jeho konstrukční váhy, přičemž maximální hodnota přitlačné síly činí 41 t, což je 171 % jeho konstrukční váhy.

Z uvedeného měření vyplývá, že střední článek korečkového vodiče je vtlačován do zeminy větší silou než činí jeho vlastní váha. Tento zjev je zaviněn reakčními silami ve spojených kloubech, které zvyšují přitlačující sílu od vlastní váhy. Na oscilografické pásce z provozního měření na spodním řezu je jasně patrný kmitavý průběh napětí ve všech závěsech. Přepočtem na silové hodnoty byly stanoveny maximální a průměrné amplitudy od uvažované střední hodnoty, které pro jednotlivé závěsy činí:

S_1 maximální	$\pm 14,4$ t
průměrná	$\pm 7,2$ t
S_2 maximální	$\pm 16,2$ t
průměrná	$\pm 4,8$ t
S_3 maximální	± 22 t
průměrná	$\pm 9,5$ t

Porovnáním s průměrnými tahovými silami v závěsech zjistíme, že u druhého závěsu často dochází k okamžitým průvěsům lan, které však při kmitavém pohybu závěsných lan nelze při provozu pohledem zjistit. Kmitavým pohybem závěsů je také ovlivněna přitlačná vertikální síla, což musí mít za následek nerovnoměrné zabírání koreček a pravděpodobně i rozkmitání celého stroje.

M ě ř e n í n a h o r n í m ř e z u .

Ze záznamů provozního měření na horním řezu byly stanoveny okamžité hodnoty tahových sil v závěsech a k nim odpovídající vertikální síly v těžišti jednotlivých částí korečkového vodiče:

	S_1	S_2	S_3	R_1	R_2	R_3
1	32,5 t	14 t	42 t	24 t	45 t	-32 t
2	32,5	15	67	24	42	-
3	18	15	45	43,5	48	- 3
4	21,5	19	84,5	39	20	26
5	24,5	14	64	35	33	- 2
6	19	10	64	42	35	+ 2
7	18	24	78	43	48	-
8	17	13	79,5	45	26	27
9	21,5	9	57	39	39	- 3
10	18	6,5	58,5	43	40	+ 3

Při horním řezu nastává značné odlehčení závěsů vlivem tahových sil v korečkovém řetězu při přechodu přes vodící kotouče.

Nadlehčování vlivem těchto sil bylo řešeno graficky při průměrných tahových silách v řetězu. V kloubu mezi hlavním a středním článkem je nadlehčující síla malá, činí cca 5 t, jelikož výslednice napínací síly a tahových sil na kotouči se ponejvíce přenáší do osy vodiče a tím do následujícího kloubu. Na závěsu u žlabu nadlehčující síla již činí 30 t. Tato síla byla odečtena od naměřených hodnot a graficky byly stanoveny velikosti přitlačných sil. Průměrná přitlačná síla na hlavním článku činí 38,5 t, což odpovídá 66,5 % vlastní váhy, maximální zatížení činí 43,5 t, což odpovídá 75 % vlastní váhy. Průměrná hodnota vertikální síly na středním článku je 40,6 t, což činí 169 % vlastní váhy, maximální hodnota dosahuje 48 t, což je 200 % vlastní váhy středního článku.

Měření dokazuje opět větší zatížení na středním článku, než je jeho vlastní váha. Při těžbě na horním řezu tato přitlačná síla se zvyšuje oproti těžbě na dolním řezu. Je opět

způsobena reakčními silami na obou kloubech středního článku.

Měření boční síly při provozu rypadla.

Měření boční síly bylo prováděno současně s měřením vertikálních sil a zatížení pohonu řetězu. Boční síla /moment/ byla určena z výsledků cejchování boční vzpěry středního článku, při kterém byl korečkový vodič zatěžován boční silou při současném záznamu deformace měřeného prutu.

H o r n í ř e z .

	Rychlost pojezdu m/min	Šířka trisky cm	Střední síla k řezání a zdvi- hu horní t	Moment boční síly tm	Redukovaná boční síla t
1	8,86	41	30,9	70,8	2,8
2	8,86	41	29,7	25,8	1,02
3	8,30	38,3	39,6	48	1,9
4	5,94	27,4	27,2	24	0,95
5	4,14	19	27,2	70,8	2,8
6	7,66	35,5	22,2	12,6	0,5
7	5,04	23,3	39,6	57	2,26
8	4,65	21,5	29,7	57	2,26
9	6,54	30,2	39,6	64,6	2,56
10	9,46	43,7	44,5	98	3,88

S p o d n í ř e z .

	Rychlost pojezdu m/min	Šířka třísky cm	Střední síla k řezání a zdvi- hání horní- ny tun	Moment boční síly tm	Redukova- ná boční síla t
1	6	27,7	27,2	74,4	2,94
2	6,84	31,6	27,2	63,3	2,5
3	12,85	59,3	27,2	53,1	2,1
4	12,85	59,3	27,2	106,2	4,2
5	6,84	31,6	14,9	63,3	2,5
6	9,41	43,5	7,4	42,2	1,66
7	6,84	31,6	19,8	98,6	3,9
8	12	55,5	33,3	42,2	1,66
9	12,85	59,3	45,8	42,2	1,66
10	12,85	59,3	39,6	31,4	1,24

Při práci rypadla na horním řezu byly naměřeny hodnoty uvedené v tabulce. Moment boční síly je vztažen k zadnímu kloubu středního článku korečkového vodiče. Boční síla je redukována na konec korečkového vodiče.

Podle provedených měření a oscilografických záznamů vyplývá, že boční síla je z největší části závislá při normálním provozu na rychlosti pojezdu rypadla. Každá malá změna pojezdu rypadla se projeví změnou boční síly. Při rozjíždění nebo přeřazení rychlostního stupně pojezdu se projeví mimo boční sílu i setrvačná síla korečkového vodiče, která značně zkresluje závislost boční síly na pojezdu rypadla. V uvedené tabulce jsou vybrány nejen případy, kdy působí jen boční síla, ale i některé hodnoty, kde se projeví účinek setrvačných sil. V žádném případě však při měření nebyla překročena maximální velikost

boční síly 5 t na konci korečkového žebříku.

Namáhání na spodní stavbě
rypadla.

Kontrolu a ověření konstrukčních podkladů pro spodní stavbu rypadla, která je tvořena staticky neurčitou soustavou nosníků, je možno provést jen měřením.

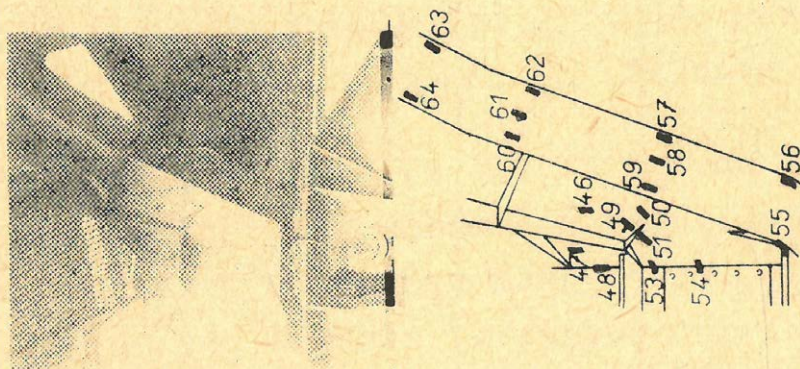
Na spodní stavbě rypadla byly proměřeny hlavní řezy na jednotlivých nosnících. Neuvádíme zde všechny naměřené výsledky, které jsou uvedeny v příslušné zprávě, uvedeme jen základní poznatky, získané při měření. Při vyhodnocování údajů tensometrů a oscilogramů je nutno vzít v úvahu, že se jedná v některých případech o tak malá napětí, kde může nastat chyba při odečítání cca $\pm 30 \text{ kg/cm}^2$, která v tomto rozsahu ovlivňuje silový rozbor.

Ve vnitřní části spodní stavby dosahuje napětí od provozního zatížení maximálních hodnot až 350 kg/cm^2 v pásnicích svařovaných nosníků. Proměřením jednotlivých řezů na nosnících bylo zjištěno, že mimo hlavní zatížení od ohybových momentů, vznikla zde ještě přídavná osová síla, která nebyla ve statickém výpočtu uvažována. Osová síla dosahující hodnot až 25 t, (vznikla při montáži a vzájemným působením jednotlivých nosníků, vázaných ve staticky neurčité soustavě), ovlivňuje jen nepatrně napětí v nosnících, dokazuje však, že nebyly splněny zatěžovací předpoklady, uvažované při statickém výpočtu. Jestliže připočteme k tomuto provoznímu zatížení napětí od vlastní váhy rypadla, které bylo měřeno Výzkumným střediskem VŽKG, dosahují hodnoty cca 700 kg/cm^2 , což nepřekračuje dovolená namáhání v této části. Provoz stroje i v těžkých dobývacích podmínkách tyto výsledky potvrzuje, jelikož nebyly zjištěny ani nepatrné deformace v této části spodní stavby.

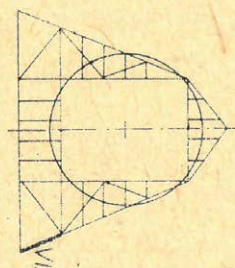
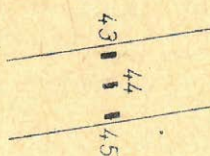
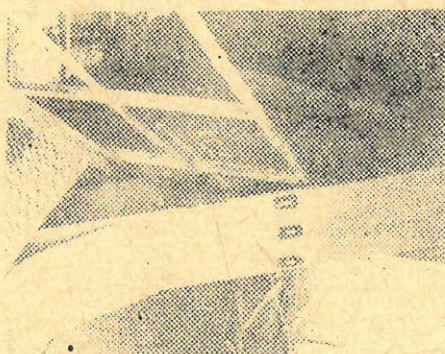
V šikmé části nosníků v místě připojení na věšadlo, jsou nejvíce namáhána místa na celé dolní stavbě. Na obr.

č. 5 a 6 jsou vyznačena místa tensometricky proměřená
a v následující tabulce jsou uvedeny naměřené hodnoty.

ZAKŘIVENÁ ČÁST NOSNÍKU VI.
STOJINA A SPODNÍ PÁSNICE



Obr. č. 5



ZAKŘIVENÁ ČÁST NOSNÍKU VI.
HORNÍ PÁSNICE

Obr. č. 6

Tabulka naměřených hodnot /kg/cm²/.

čís. ten- tru	43	44	45	47	55	57	59	60	61	62	64	kW		
T max	-	-	-	-	-	-	-	+270	+320	+205	-	810	Pojezd stroje smě- rem Ervénice	Spodní řez
T min	-	-	-	-	-	-	-	+130	+120	+ 95	-	840		
T max	-	-70	-425	-	-	-	+630	+700	+770	+695	-	840		
T min	-	-60	-295	-	-	-	+370	+460	+390	+525	-	750		
T max	-	-70	-375	-	-	-	+595	+670	+670	+610	-	850		
T min	-	-50	-275	-	-	-	+445	+530	+530	+520	-	810		
T max	-565	-80	-620	-	-	-	+900	+790	+950	+620	-	810	Pojezd stroje smě- rem Komořany	Spodní řez
T min	-495	-50	-520	-	-	-	+560	+520	+590	+390	-	750		
T max	-100	-30	-140	-	-	-	+280	+270	+380	+205	-	1000		
T min	- 10	-10	- 10	-	-	-	+150	+130	+120	+ 95	-	740		
T max	-	-30	-210	-	-	-	+680	+610	+740	+470	-	675		
T min	-	0	- 80	-	-	-	+400	+350	+410	+255	-	1080		
T max	-	-	-	+ 90	+1080	+285	+210	+270	+250	+170	+100	850	Pojezd stro je směrem Ervénice	Horní řez
T min	-	-	-	+ 30	+ 400	+ 95	+ 30	+ 80	+110	+ 30	+ 10	740		
T max	-	-	-	-	-	-	+175	+350	+330	+250	+ 35	850		
T min	-	-	-	-	-	-	-175	- 40	-30	- 50	- 10	750		
T max	-	-	-	-	-	-	+190	+175	+250	+180	-	1080		
T min	-	-	-	-	-	+450	- 80	-125	- 50	- 60	- 30	850		
T max	-	-	-	+180	+2320	-690	-570	+365	+390	+285	+200	750	Pojezd stro je směrem Komořany	Horní řez
T min	-	-	-	+150	+1920	-230	-550	-65	- 10	- 45	0	750		
T max	-	-	-	+185	+2230	-545	-535	+315	+315	+225	+180	750		
T min	-	-	-	+145	+1655	-375	-465	-115	-110	-100	-60	750		
T max	-	-	-	+ 50	+860	- 50	-150	-	-	-	-	750		
T min	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
T max	-	- 5	-50	-	-	-	+120	+90	+120	+50	-	520	Spodní řez hrabání bez pojezdu.	
T min	-	+ 5	+50	-	-	-	- 30	-50	-60	-50	-	520		

Výrazné napětí se projeví zvláště při hrabání dolního řezu, kdy část nad pevnou podporou je nejvíce namáhána. Napětí uprostřed šikmé části dosahuje svých maximálních hodnot a to:

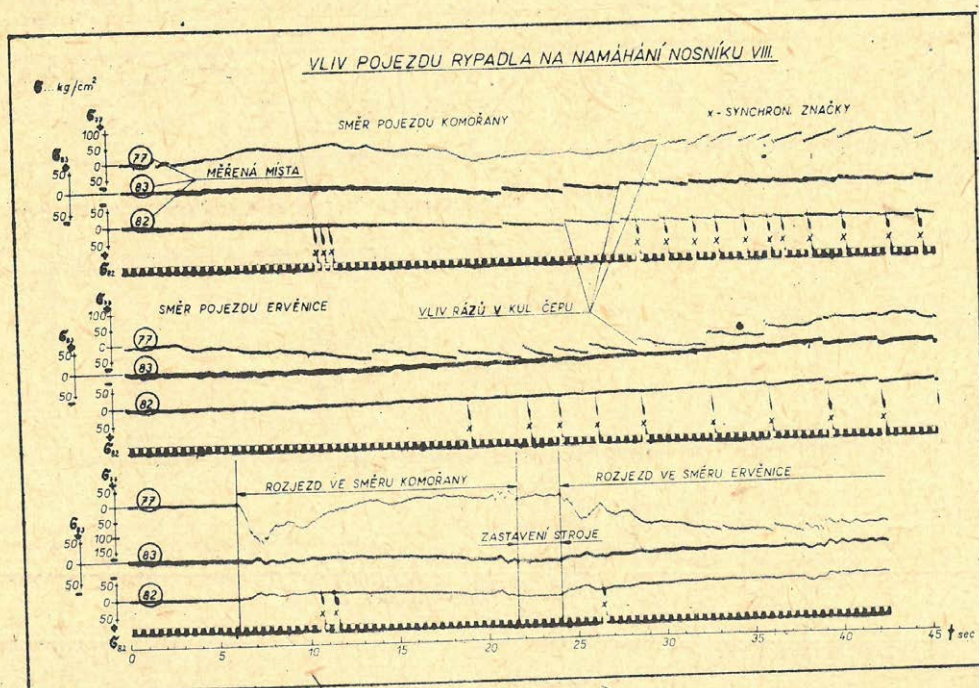
Horní pásnice	- 400 kg/cm ²	(-255 kg/cm ²) ± 145 kg/cm ²
Dolní pásnice	+1100 kg/cm ²	(+730 kg/cm ²) ± 345 kg/cm ²

V některých případech dosahuje amplituda kmitavého napětí hodnot ± 610 kg/cm², což značně ovlivňuje mez únavy. Hodnoty napětí se opět mění dle směru pojezdu. Napětí je způsobeno boční silou a vlivem pojezdu, jelikož napětí od vlastního rubání je minimální a činí

horní pásnice	+ 150 kg/cm ²
dolní pásnice	- 290 kg/cm ² .

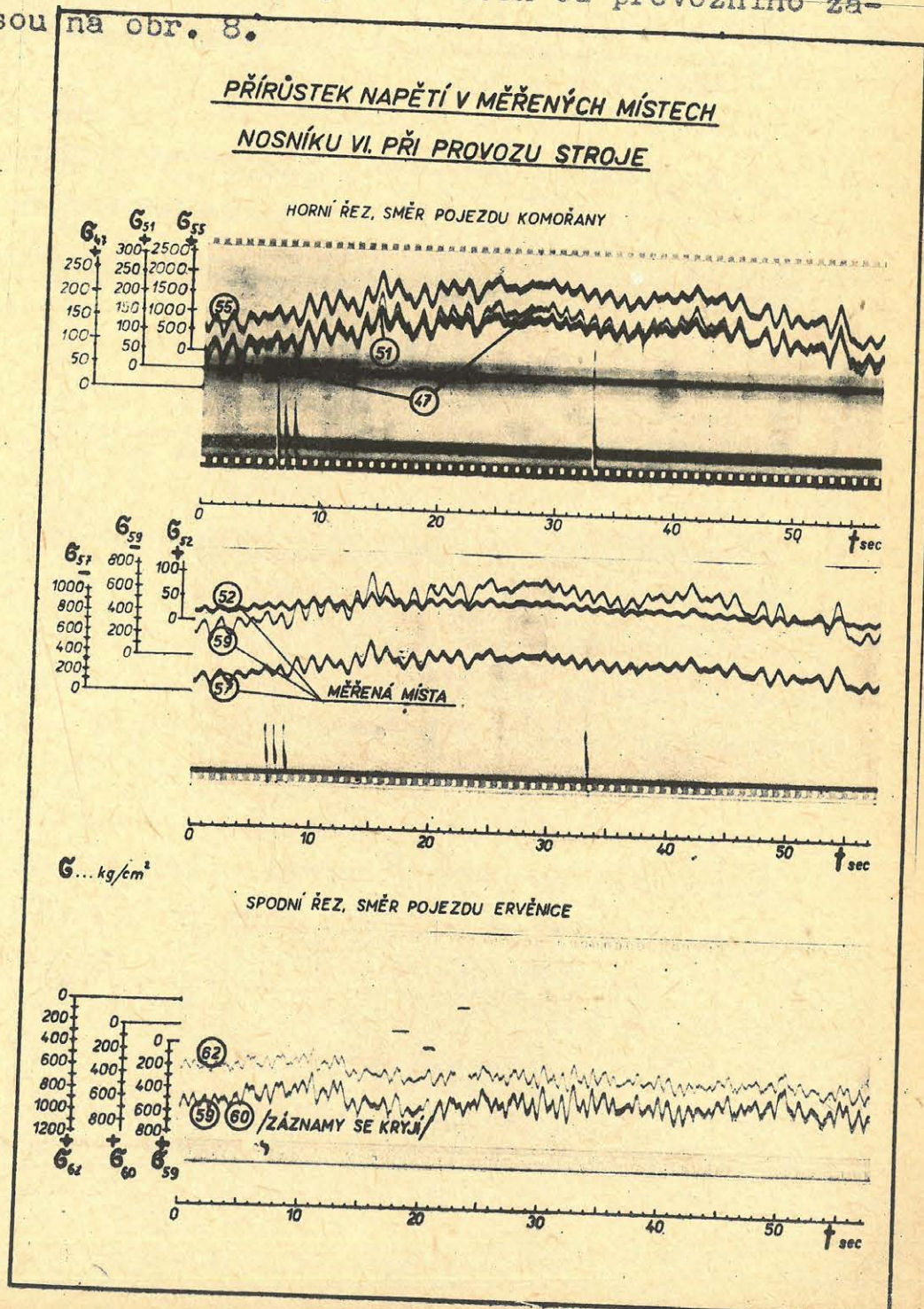
Vlivem dodatečného zesílení navážením různých výztuží v místě přechodu dochází v ojedinělých místech k napětí, která dosahují hodnoty cca + 2500 kg/cm². Bylo proměřeno místo sváru příčně vodorovné výztuhy na dolní pásnici, kde dochází k těmto napětím. V místě uložení kulového čepu volné podpory a v připojených nosnících, dosahuje napětí hodnot cca 250 kg/cm². V těchto místech se však objevují silové rázy, které vznikají v kulovém čepu vlivem třecích odporů. Silové rázy zachycené na oscilogramech při rozjíždění, normální jízdě a zastavení rypadla ukazuje obr. 7.

Obr. 7



Při tomto měření byl zastaven pohyb korečkového řetězu. Při rozjíždění stroje a při rázech, které vznikají v kulovém čepu volné podpory vlivem třecích odporů, dosahuje napětí v krajních vlákních až 150 kg/cm^2 . Napětí v těchto místech je značně ovlivněno pojezdem stroje (uložení kolejnice) a třením v kulovém čepu. Provozní zatížení od hrabání se projevuje spíše kmitavým napětím, které je namodulováno na základním napětí od pojezdu stroje. Jelikož tyto nosníky jsou nejvíce namáhány při hrabání horního řezu, nebylo v těchto místech měřeno napětí při hrabání spodního řezu. Ukázky oscilogramů s přírůstky napětí v měřených místech od provozního zatížení jsou na obr. 8.

Obr. 8



K m i t á n í s t r o j e .

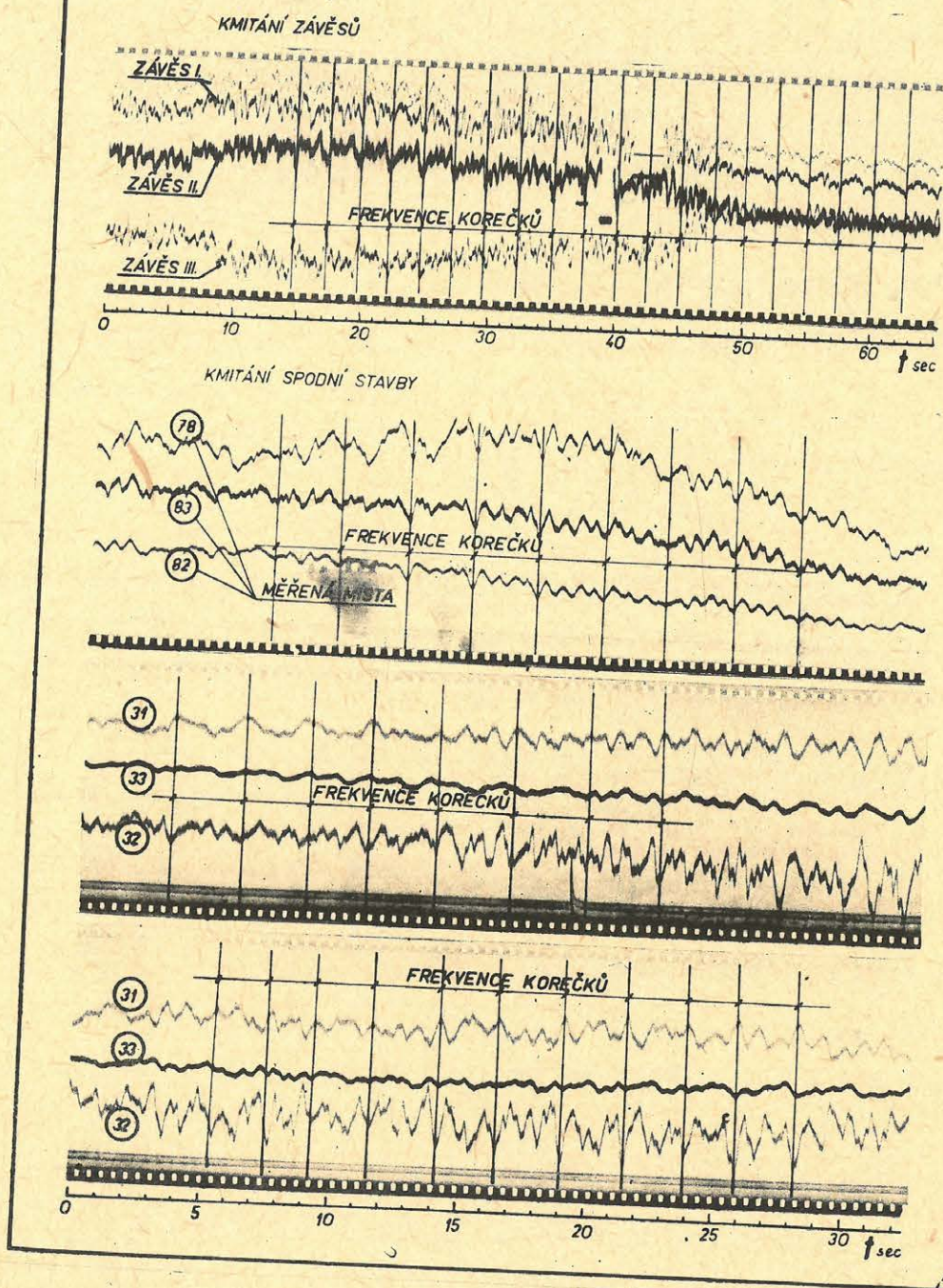
Vlivem různých poloměrů na hnacím turasu obdržíme nejen dvě různé obvodové rychlosti, ale i různé tahové síly v korečkovém řetězu. Frekvence změny obvodové síly a tím i tahové síly činí

$$f = 1,46 \text{ c/sec.}$$

Tato frekvence je dobře znatelná na záznamu registračního wattmetru hnacích motorů turasu.

Při srovnání získaných oscilogramů z měření bylo zjištěno jak kmitání závěsů, tak i kmitání celé spodní stavby rypadla. Frekvence tohoto kmitání činí 1,46 c/sec a je tudíž stejná s frekvencí změny obvodové síly. Na obr. č. 9 jsou oscilogramy s ukázkou kmitavého pohybu jak závěsů, tak i některých míst na spodní stavbě rypadla. Na oscilogramu sil v jednotlivých závěsech je jasně patrný přechod koreček přes vodící kladky. Frekvence přechodů je čtyřnásobná oproti frekvenci změny tahových sil. Na tuto základní frekvenci, která je na oscilogramu vyznačena a která převládá, je namontováno několik dalších kmitavých pohybů, což bude pravděpodobně kmitání závěsů, ocelových lan, přechodu jednotlivých článků řetězu apod. Kmitání konce korečkového vodiče, způsobené přechodem koreček je viditelné na stroji pouhým okem. Dosahuje maximálních hodnot $\pm 20 \text{ t}$. Tímto kmitáním dochází ke změnám rozložení tlaků, působících mezi korečky a zeminou, ke kmitavému pohybu korečkového vodiče a tím ke kmitání těžiště celého otočného svršku.

KMITÁNÍ STROJE



Obr. 9

Porušení výztuh kulové dráhy je zaviněno pravděpodobně tímto kmitáním, které způsobuje malé horizontální posuvy otočného svršku rypadla. Napětí od vertikálních provozních sil je malé a jeho velikost nemůže způsobit porušení kulového nosníku. Kmitání otočného svršku se pak přenáší se stejnou frekvencí i do spodní stavby rypadla, jak je vyznačeno na ukázkách oscilogramů. Naměřená maximální amplituda napětí ve vnitřní části portálu činí $\pm 150 \text{ kg/cm}^2$, což neohrožuje bezpečný provoz rypadla. V místě spoje nosníků nad kulovým čepem volné podpory je namodulován na základní frekvenci kmitů vliv pojezdu, který je ovlivněn

stavem kolejí a rázy vznikající od třecích sil v kulovém čepu. Napětí od těchto rázů dosahuje maximálních hodnot 100 kg/cm^2 . Maximální amplitudy kmitání se objevují u napětí v krajních vláknech v zakřivené části šikmých nosníků, kde dosahují do hodnot $\pm 610 \text{ kg/cm}^2$. Toto pulsující napětí již značně ovlivňuje mez únavy materiálu.

Z á v ě r .

Výsledky našeho měření, i když pro krátký časový termín jen informativní, ukazují na několik zásadních poznatků:

V zakřivené části šikmých nosníků v místě přechodu na věšadlo vzniká napětí od provozního zatížení o hodnotě cca 1100 kg/cm^2 , přičemž amplituda kmitání dosahuje velikosti až $\pm 610 \text{ kg/cm}^2$. Toto kmitavé napětí značně ovlivňuje mez únavy materiálu. K tomuto napětí nutno přičíst statické namáhání od vlastní váhy rypadla, které dle měření Výzkumného střediska VŽKG činí cca 400 kg/cm^2 . Vlivem dodatečného zesilování přivařením různých výztuží dochází v ojedinělých případech k místnímu napětí až 2500 kg/cm^2 , které má za následek porušení svárů a vznik trhlin.

Spojení nosníků nad kulovým čepem volné podpory je taktéž nevhodně výztuženo přivařenými výztuhami a umožňuje tak místní koncentraci napětí. Mimo to vlivem třecích sil na kulovém čepu, které vznikají nedostatečným mazáním styčných ploch, dochází k napětovým rázům a horizontálními silám, které nejsou vůbec uvažovány ve výpočtářských podkladech.

Kmitání stroje je pravděpodobně způsobeno kmitavým pohybem korečkového vodiče, stejné frekvence jako

základní kmitání tahových sil řetězu na hnacích turech. Kmitání stroje vydatně podporuje vysoko uložené těžiště, což však nelze u těchto typů strojů odstranit. Kmitání, přenesené do spodní stavby stroje ovlivňuje mez únavy a snižuje tím pevnost použitého materiálu.

Vnitřní část portálu i přes jeho statickou neurčitost lze pokládat za bezpečnou při všech dnešních dobývacích režimech. Napětí od provozního zatížení nepřesahuje hodnotu 350 kg/cm^2 , statické zatížení od vlastní váhy dle měření VŽKG dosahuje maximálních napětí 400 kg/cm^2 . Po zvážení všech těchto poznatků docházíme k závěru, že provoz stroje za dnešních podmínek není bezpečný a může vést k vážným poruchám exponovaných spojů a tím k havarii stroje.

Při měření provozního zatížení na korečkovém vodiči se projevuje značné zatížení středního článku. Přítlačná vertikální síla na středním článku na horním řezu činí max. 200 % vlastní váhy, průměrně 170 % vlastní váhy. Hlavní článek je přítlačován do řezu průměrně 70 % vlastní váhy. Na dolním řezu jsou poměry příznivější. Vertikální síla na středním článku činí průměrně 155 %, maximálně 170 % vlastní váhy. Zatížení na hlavním článku činí průměrně 50 % vlastní váhy.

Boční síla při provozu nepřesahuje v žádném případě hodnotu 5 t na konci korečkového vodiče, jak je též předepsáno v provozních podmínkách stroje. Tahová síla v řetězu dosáhla maximální hodnoty při měření 82 t při výkonu obou turových motorů 1000 kW.

Na základě zjištěné velikosti napětí nosníků vnitřní části spodní stavby lze uvažovat o zajištění provozu

stroje DO 800/IV opravou stávajícího portálu. Toto řešení přináší nejen úspory materiálové a výrobní, ale i zkrácení montážních prací a snížení ztrát na těžbě.

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXX