

Karel H a v e l, VÚHU

Ing. Vladimír P a t e r a, VÚHU

Některé problémy ovlivňující životnost korečkového řetězu rý-
padla RK 5000.0

Úvod

V posledních patnácti letech došlo v technologickém vybavení koncernu SHD k zásadním změnám. Jejich rozsah a význam je možné posuzovat z různých pohledů. Velmi důležité hledisko, podle kterého je nutné posuzovat kvalitativní ukazatele moderní dobývací a transportní techniky, je životnost jednotlivých uzlů, které v mnoha případech rozhodují o využití celých strojů zasazených do technologických komplexů.

Jedním z hlavních rysů činnosti těchto komplexů je kontinuální způsob práce. Ten sice s sebou nese vysoké výkony, ale také, bohužel, velké prostoje. Ze zkušeností je známo mnoho případů, kdy porucha jednoho nepřiliš složitého zařízení jako je např. převodovka, nebo mechanismus brzdy vyřadí z činnosti celý technologický komplex. Spolehlivost a životnost celých strojů nebo jen jejich uzlů je v podstatě jedním z limitujících faktorů pro těžbu. Kromě toho samozřejmě výrazně ovlivňuje celkovou ekonomii hornických a pomocných prací. Tato skutečnost se už výrazně projevila i v práci Výzkumného ústavu pro hnědé uhlí v Mostě.

V minulé pětiletce stoupal podíl zpracovaných výzkumných zpráv se strojírenskou problematikou ze 16 na 18 % a odborných posudků ze 13 na 19 %.

V této pětiletce lze očekávat pokračování nárůstu těchto prací.

Nástin problematiky životnosti některých důležitých uzlů, která je v podstatě výsledkem nutného provozního opotřebení můžeme podat na uzlu tvořeném pouzdem, čepem a článkem korečkového řetězu rýpadla RK 5000.0, nasazeného na VČSA k.p. DVIL Komořany. Jedná se o uzel, u kterého musel výrobce předpokládat značné provozní opotřebení. Vzhledem k celkové ceně korečkového řetězu pak měl zcela jednoznačně řešit jeho pravidelnou údržbu a zejména opravu hospodárným způsobem. Části korečkového řetězu uvedeného stroje se většinou opotřebovávají tak, že oprava je možná jen s neúměrně vysokými náklady. Autorům příspěvku není znám podobný případ. U korečkových rýpadel, která byla v minulosti nasazena vždy existovaly náhradní korečkové řetězy, jež se opravovaly v pravidelných intervalech. Stejná situace je v současné době u zahraničních provozovatelů strojů tohoto druhu.

2.0. Určení velikosti působících sil na čepech a pouzdech korečkového řetězu rýpadla RK 5000.0

Problémy spojené s opotřebením popisovaného uzlu soustředíme do míst s přímým kontaktem, to znamená čep a pouzdro. Máme-li determinovat podmínky, které vedou k opotřebení tohoto uzlu, pak musíme stanovit následující:

- 1) K opotřebení dochází v důsledku tlaku na stykových plochách
- 2) - " - - " - - " - adheze - " - - " -
- 3) - " - - " - - " - abraze - " - - " -

Veškeré práce, které až dosud byly vykonány ve snaze prodloužit životnost tohoto uzlu, byly směřovány jen na změnu materiálu této v podstatě třecí dvojice, nebo na změnu technologie její výroby. Konstrukce uzlu je po celou dobu provozování stroje v principu nezměněna. Autorům článku není známa žádná teoretická práce, objasňující skutečné příčiny opotřebení, ani žádná významnější práce experimentální.

Je zřejmé, že k největšímu opotřebení uzlu čep-pouzdro dochází v průběhu těžby, tedy v době, kdy se mohou výrazně projevit účinky od rozpojovacích sil.

Z důvodů vyšetření opotřebení konstrukčního uzlu korečkového řetězu čep-pouzdro je nutné provést rozbor napjatosti. Stanovme účinek působících sil pro každý jednotlivý koreček a z toho následovně určíme tlaky na čepech a pouzdrech.

Korečkový řetěz rýpadla RK 5000 je tvořen 38 soupravami korečků. Článekování řetězu je po 4 člancích, celkově je tedy řetěz složen ze 304 spojení čep-pouzdro. Jedna kompletní souprava korečkového řetězu se skládá ze dvou kusů článků I, ke kterým je přivařen koreček. Mezi články I je přivařena rozpěrná trubka. Pomocí čepů jsou pak napojeny 4 kusy článků II, 2 kusy článků III a opět 4 kusy článků II. Abychom mohli provést matematické řešení napjatosti, nahradíme soupravu korečkového řetězu soustavou pružin o určitých tuhostech I, které jsou dány vlastním konstrukčním provedením jednotlivých částí. Toto uspořádání pružin je na obr. 1. Pro zjednodušení výpočtu lze tyto hodnoty upravit na:

- celkovou podélnou tuhost soupravy

$$C_1 = \frac{1}{\frac{1}{K} + \frac{1}{K_5}} + K_2 + K_3 + K_4 \quad (\text{mm/N}) \quad (1)$$

- celkovou příčnou tuhost soupravy

$$C_2 = \frac{1}{\frac{1}{K_4} + \frac{1}{K_6}} \quad (\text{mm/N}) \quad (2)$$

kde jednotlivé symboly mají význam:

K_1	(mm/N)		tuhost článku I,
K_2	(mm/N)		tuhost článku II,
K_3	(mm/N)		tuhost článku III,
K_4	(mm/N)		tuhost trubky,
K_5	(mm/N)		tuhost korečku podélná,
K_6	(mm/N)		tuhost korečku příčná.

Poměr příčné a podélné tuhosti označíme $C = C_2/C_1$

Přibližné určení tuhosti u jednotlivých částí korečkového řetězu provedeme pro rýpadlo RK 5000

- článek I : $L_1 = 900 \text{ mm}$, $S_1 = 22\,800 \text{ mm}^2$, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$$K_1 = \frac{900}{2 \cdot 10^5 \cdot 22\,800} = 1,97 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

- článek II: $L_2 = 900 \text{ mm}$, $S_2 = 29\,100 \text{ mm}^2$

$$K_2 = 1,55 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

- článek III: přibližně shodný s článkem I

$$K_3 = K_1$$

- koreček podélně: $L_5 = 900 \text{ mm}$, $S_5 = 36\,000 \text{ mm}^2$

$$K_5 = 1,25 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

- rozpěrná trubka: $L_4 = 1670 \text{ mm}$, $J_4 = 21,04 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

$$K_4 = \frac{L_4^3}{E J_4} = \frac{1670^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 21,04 \cdot 10^6} = 1,11 \cdot 10^{-3} \text{ mm/N}$$

- koreček příčně: $L_6 = 2000 \text{ mm}$, $J_6 = 4,86 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$

$$K_6 = 8,23 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Poznámka: rozměry a údaje nutné pro výpočet byly převzaty a odměřeny z výkresu 5-45-47-1652-015 (autor VŽSKG)

Dosazením do vzorců (1) a (2) dostaneme výsledné hodnoty celkové podélné tuhosti $C_1 = 5,69 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$ a celkové příčné tuhosti $C_2 = 8,17 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$. Poměr příčné tuhosti pro tento konkrétní případ je

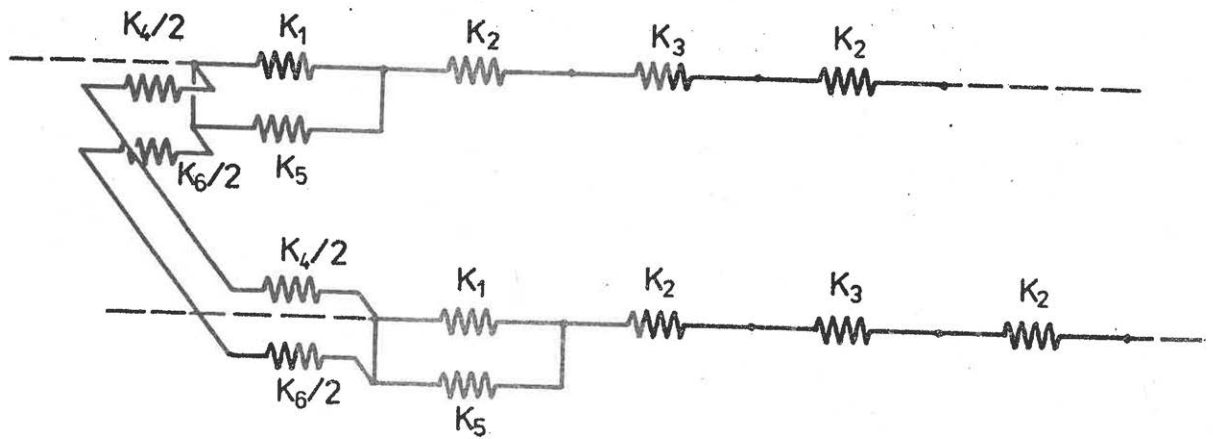
$$C = C_2/C_1 = 14,4.$$

Korečkový řetěz lze nahradit schématem na obr. 2 (uspořádání pružin o tuhostech C_1 a C_2). Strana T-T označuje místo pohonu - turasová kola. Protože jsou obě turasová kola na společné ose pevně spojena, jsou i deformace obou částí řetězu v místě T-T nulové.

Těžba materiálu se provádí pohybem korečkového řetězu do strany vlevo nebo vpravo. Přitom je těžený materiál odebírán pouze částí břitu, nejčastěji rohovým břitem. Tím dochází k nerovnoměrnému zatížení korečkového řetězu.

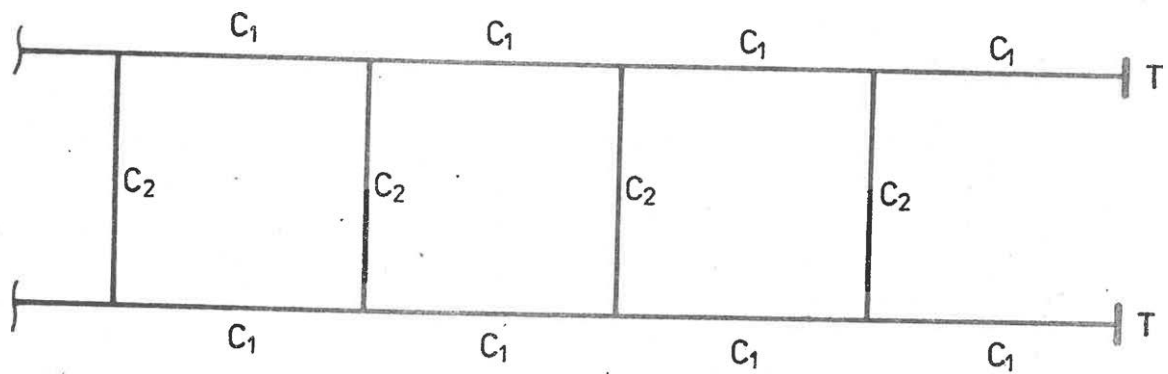
Budeme předpokládat, že v záběru je pouze jeden koreček ve vzdálenosti čtyř souprav korečkového řetězu (dále jen korečků) od turasových kol obr. 3. Vlivem nerovnoměrnosti zatížení dojde i k nerovnoměrné deformaci korečkového řetězu. Jednotlivé deformace, které přísluší částem korečkového řetězu jsou popsány proměnnými $X_1 \div X_{12}$. Síly, které se vyskytují v řetězu jsou:

- F (N) - max. zatěžující síla,
- F_1 (N) - síla v řetězu na turasu - více zatížená strana,
- F_2 (N) - síla v řetězu na turasu - méně zatížená strana,
- $A_1 \div A_4$ (N) - síly přenášené tuhostí korečku z více zatížené strany řetězu na méně zatíženou (vnitřní síly)



Obr. 1

Náhrada soupravy korečkového řetězu soustavou pružin



Obr. 2

Náhrada korečkového řetězu soustavou podélných a příčných tuhostí soupravy

Vzniklý stav napjatosti lze popsat rovnicemi:

$$\begin{aligned}x_1 &= c_1 (F - A_1) & x_7 &= c_1 (F - A_1 - A_2 - A_3) \\x_2 &= c_1 A_1 & x_8 &= c_1 (A_1 + A_2 + A_3) \\x_3 &= c_2 A_1 & x_9 &= c_2 A_3 \\x_4 &= c_1 (F - A_1 - A_2) & x_{10} &= c_1 (F - A_1 - A_2 - A_3 - A_4) \\x_5 &= c_1 (A_1 + A_2) & x_{11} &= c_1 (A_1 + A_2 + A_3 + A_4) \\x_6 &= c_2 A_2 & x_{12} &= c_2 A_4\end{aligned}$$

Deformačními podmínkami jsou:

$$\begin{aligned}x_1 + x_4 + x_7 + x_{10} &= x_2 + x_3 + x_5 + x_8 + x_{11} \\x_4 + x_7 + x_{10} &= x_5 + x_6 + x_8 + x_{11} \\x_7 + x_{10} &= x_8 + x_9 + x_{11} \\x_{10} &= x_{11} + x_{12}\end{aligned}$$

Tím jsme získali soustavu 16 rovnic o 16 neznámých. Dosažením prvních 12 rovnic do deformačních podmínek a po úpravě (zkrácení, vydělení všech rovnic hodnotou c_1 a nahrazení výrazu $c_2/c_1 = c$) získáme soustavu 4 rovnic o 4 neznámých.

$$\begin{aligned}F &= (2+c) A_4 + 2A_3 + 2A_2 + 1A_1 \\2F &= 2A_4 + (4+c) A_3 + 4A_2 + 4A_1 \\3F &= 2A_4 + 4A_3 + (6+c) A_2 + 6A_1 \\4F &= 2A_4 + 4A_3 + 6A_2 + (8+c) A_1\end{aligned}$$

Tuto soustavu rovnic lze přepsat do matice. Po její úpravě získáme matici:

$$\begin{pmatrix} 2+c & 2 & 2 & 2 & | & 1 \\ -c & 1+c & 2 & 2 & | & 1 \\ 0 & -c & 2+c & 2 & | & 1 \\ 0 & 0 & -c & 2+c & | & 1 \end{pmatrix}$$

Zobecněním tohoto výsledku pro záběr jednoho korečku ve vzdálenosti M korečků od turasových kol je matice ve tvaru

$$\begin{pmatrix} A_M & A_{M-1} & & A_3 & A_2 & A_1 & | & F \\ 2+c & 2 & .. & 2 & 2 & 2 & | & 1 \\ -c & 2+c & .. & 2 & 2 & 2 & | & 1 \\ : & : & : & : & : & : & | & : \\ 0 & 0 & .. & 2+c & 2 & -2 & | & 1 \\ 0 & 0 & .. & -c & 2+c & 2 & | & 1 \\ 0 & 0 & .. & 0 & -c & 2+c & | & 1 \end{pmatrix}$$

Řešení této matice bylo provedeno na počítači PMD 85. Se-
stavený program (příloha č. 1) počítá prvky matice v hlavní
diagonále a převádí matici na polodiagonální tvar (všechny prv-
ky pod hlavní diagonálou jsou nulové). Z toho pak počítá silové
účinky $A_1, A_2, \dots, A_M$, a tedy i zatížení čepů pro jednotlivé ko-
rečky, které je dáno, jako $Q_i = F = A_i$, kde Q_i je síla na i-
tém korečku (člancích a čepech) od místa záběru. To platí pro
více zatíženou větev korečkového řetězu. Při pohybu korečkové-
ho řetězu doleva je to levá větev, při pohybu doprava, pravá vě-
tev. Síly na méně zatíženou část řetězu lze určit jako
 $P_i = 100 - Q_i$ (%).

Pro jeden koreček v záběru ve vzdálenosti 1 - 18 korečků
od turasových kol jsou pro vypočtený poměr příčné a podélné tu-
hosti $c = 14,4$ výsledky pro více zatíženou větev řetězu v pro-
centech max. působící síly v tab. 1 např. pro poměr tuhostí

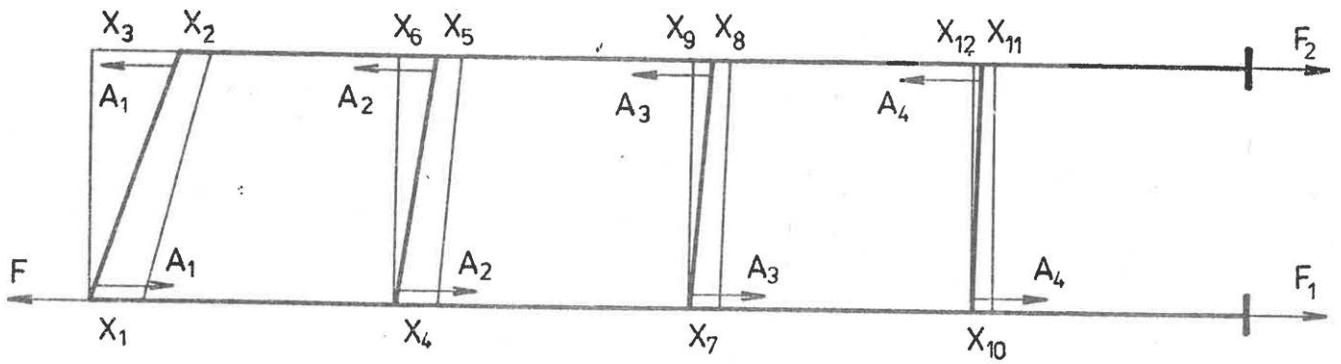
$c = 14,4$ pro 12. koreček od turasového kola v záběru je zatížení jednotlivých čepů více zatížené strany v řetězu následující (12. řádek v tab. 1):

1. koreček (zabírající)	85 % max. síly,
2. koreček	74 % max. síly,
:	:
12. koreček (na turasu)	51 % max. síly.

Vlivem pružnosti soustavy (poměru tuhostí c) dojde k postupnému vyrovnání působících sil v zatížené a odlehčené větvi korečkového řetězu, takže na turasových kolech se ve většině případů zatížení článků a čepů blíží 50 % max. síly. Protože z hlediska konstrukce stroje nemohou poslední 3 korečky od turasu odebírat materiál, nemohou nejméně příznivá řešení, která jsou na prvních třech řádcích v tab. 1, nastat - graficky je uvedený příklad znázorněn na obr. 4. Zatížení čepu až k bodu 13 je nulové (ve skutečnosti síla, která řetěz napíná, má určitou hodnotu). Vlastní záběr (odebírání materiálu) se uskutečňuje mezi body 13 a 12. Napětí (síla) na člancích a čepech je v daném okamžiku pro jednotlivé korečky popsáno body 1 až 12 (spodní řádek). 12. řádek je na turasových kolech. Za turasem klesá napětí opět prakticky na nulu.

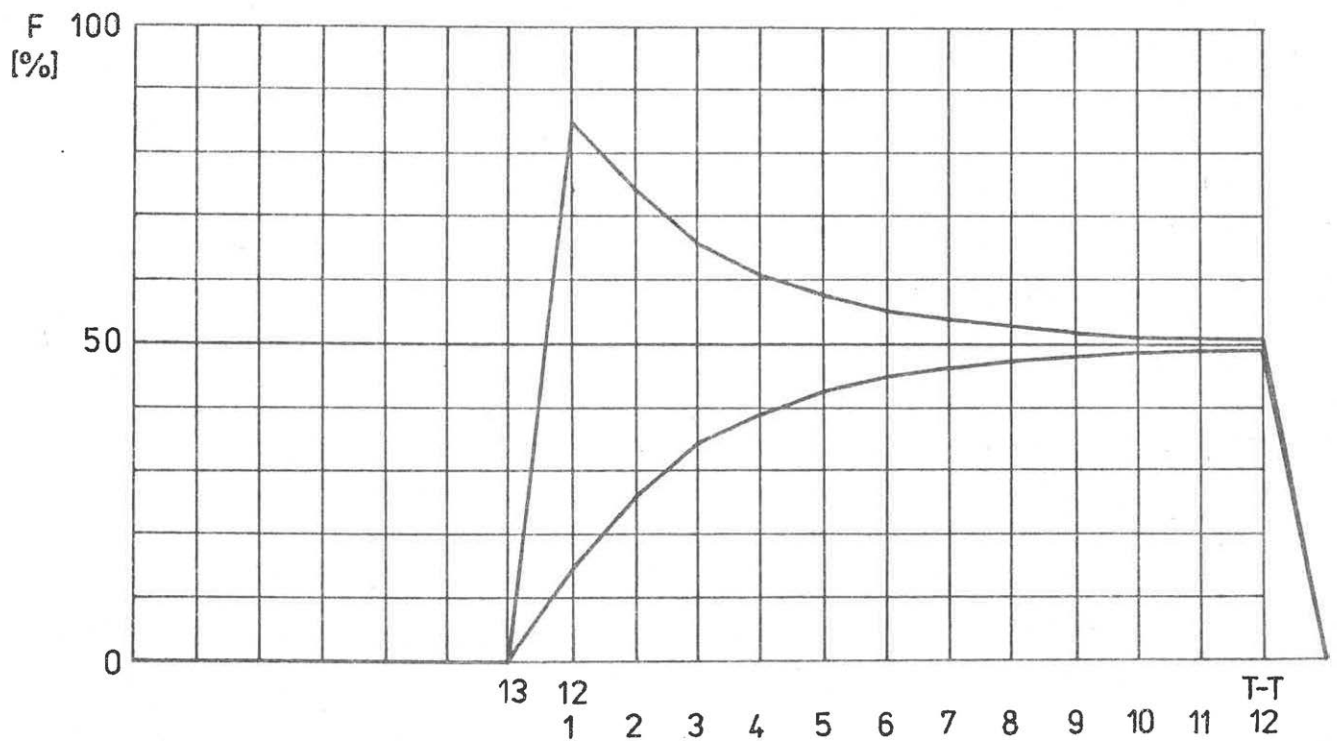
Z uvedeného vyplývá, že články a čepy korečkového řetězu jsou namáhány během jednoho cyklu řetězu (jedna otáčka) pouze od místa záběru k turasovým kolům. Od turasových kol až k místu záběru působí v řetězu pouze napínací síla. Pro náš teoretický případ ji považujeme za nulovou (je podstatně menší než síla vzniklá při rozpojování zeminy).

Při záběru několika korečků do homogenního materiálu (pouze předpoklad) dochází k novému přerozdělení sil, které je dáno superpozicí působení osamělých sil. Výsledné hodnoty napětí na člancích a čepech více zatížené části (strany) koreč-



Obr. 3

Síly a deformace soupravy korečků od zatížení silou F při záběru jednoho korečku ve vzdálenosti čtyř korečků od turasu



Obr. 4

Síly působící na čepy a články korečkového řetězu
(12. koreček od turasu v záběru; $C = 14,4$)

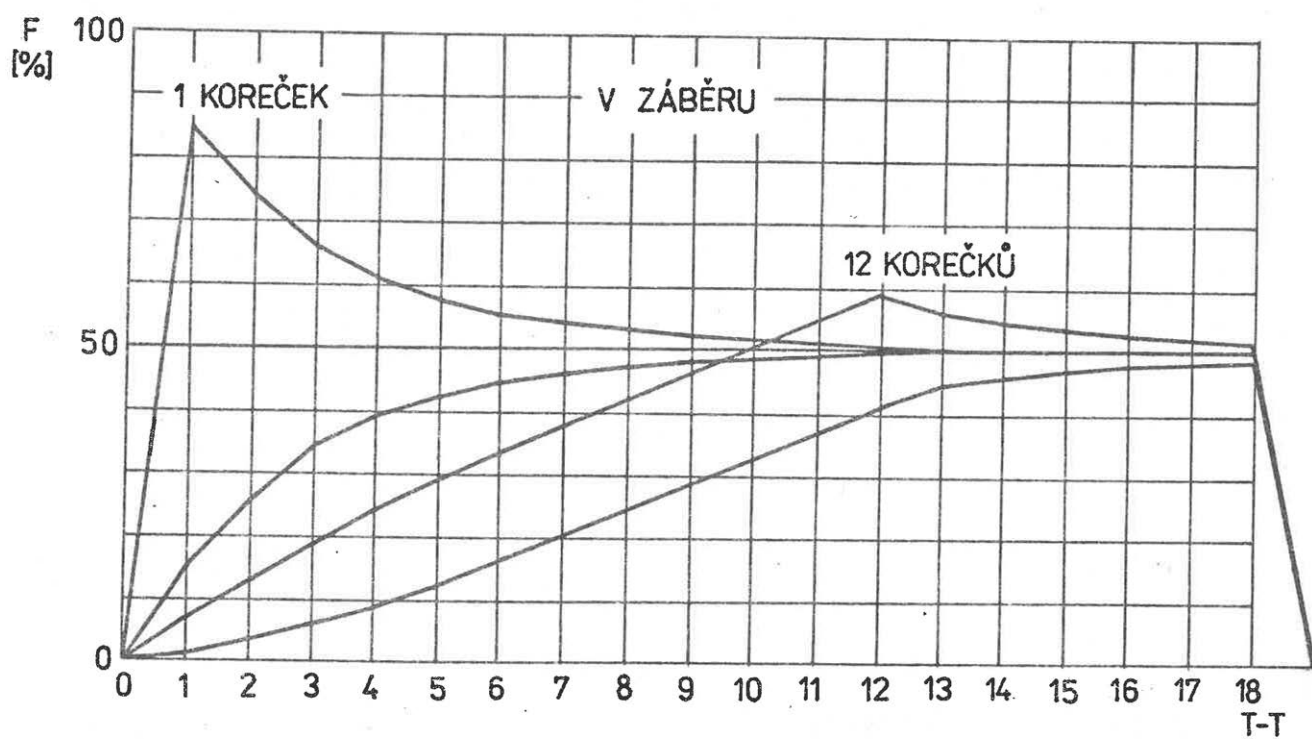
kového řetězu jsou uvedeny v tab. 2. Příklad: při poměru příčné a podélné tuhosti $c = 14,4$ je pro 18. koreček od turasu v záběru a celkový počet všech korečků v záběru:

- a) 1 koreček - řešení ve sloupci 1
- b) 12 korečků - řešení ve sloupci 12

Pro srovnání jsou oba tyto případy vyneseny do obr. 5. Z něj je pak patrné, že při záběru více korečků dochází k příznivějšímu zatěžování korečků a tím i spojení pouzdro-čep. Síly na více zatížené straně jsou menší (jeden koreček v záběru 85 % F, 12 korečků v záběru pouze 59 % F). Rozdíly v napětí mezi více a méně zatíženou stranou korečkového řetězu jsou menší a tedy i rozdíly mezi deformacemi jednotlivých částí budou menší. Nárůst zatěžující síly je pomalejší, což snižuje velikost rázů při záběru. Celkové průměrné zatížení čepu během jednoho cyklu je nižší. Tuto hodnotu lze vypočítat jako součet všech hodnot v příslušném sloupci v tab. 2 dělenou hodnotou 38 (celkový počet korečků). Např. pro 1 koreček v záběru je $F_{1stř} = 26,6 \% F$. Pro 12 korečků v záběru je $F_{12stř} = 19,4 \% F$.

Je zřejmé, že při záběru většího počtu korečků jsou silové podmínky v korečkovém řetězu příznivější, což také příznivě ovlivňuje i opotřebení uzlu pouzdro-čep.

Pokud uvažujeme jako nejvzdálenější koreček jiný než 18., např. 10. koreček, lze pro něj provést obdobný výpočet. Porovnáním výsledků bychom zjistili, že se od sebe podstatně neliší. Pokud je tedy nejvzdálenější koreček v záběru od turasových kol v dostatečné vzdálenosti (10 korečků), lze řešení pro 18. koreček (tab. 2) zobecnit, protože s dostatečnou přesností platí i pro ostatní korečky ve vzdálenosti 10 - 18 korečků od turasových kol.



Obr. 5

Síly působící na čepy a články korečkového řetězu
(poměr příčné a podélné tuhosti $C = 14,4$)

SILY NA ČEPECH KORECKOVÉHO RETEZU V PROCENTECH MAX. SILY
JEDEN KORECEK V ZABERU VE VZDALENOSTI
1 - 18 KORECKU OD TURASU

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	94																	
2	90	85																
3	87	79	74															
4	86	77	71	69														
5	85	75	69	65	63													
6	85	74	68	63	60	59												
7	85	74	67	62	59	57	56											
8	85	74	67	62	58	56	55	54										
9	85	74	67	62	58	56	54	53	53									
10	85	74	67	61	58	56	54	53	52	52								
11	85	74	66	61	58	56	54	53	52	51	51							
12	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51						
13	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51	51					
14	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51	51	51				
15	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51	51	51	50			
16	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51	51	51	50	50		
17	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51	51	51	50	50	50	
18	85	74	66	61	58	55	54	53	52	51	51	51	51	51	50	50	50	50

Tab. 1

PRO 18 KORECEK V ZABERU OD TURASU JSOU
ZATIZENI ČEPU V PROCENTECH MAX. SILY

	POČET KORECKU V ZABERU																	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	85	42	28	21	17	14	12	11	9	8	8	7	7	6	6	5	5	5
2	74	79	53	40	32	26	23	20	18	16	14	13	12	11	11	10	9	9
3	66	70	75	56	45	37	32	28	25	22	20	19	17	16	15	14	13	12
4	61	64	67	72	57	48	41	36	32	29	26	24	22	20	19	18	17	16
5	58	60	62	65	69	57	49	43	38	34	31	29	26	25	23	21	20	19
6	55	57	58	60	63	67	57	50	44	40	36	33	31	29	27	25	23	22
7	54	55	56	57	59	61	65	57	50	45	41	38	35	32	30	28	27	25
8	53	53	54	55	56	58	60	63	56	51	46	42	39	36	34	32	30	28
9	52	52	53	53	54	55	57	59	62	56	51	46	43	40	37	35	33	31
10	51	52	52	52	53	54	55	56	58	61	55	51	47	43	41	38	36	34
11	51	51	51	51	52	52	53	54	56	58	60	55	51	47	44	41	39	37
12	51	51	51	51	51	51	52	52	53	54	55	56	59	54	51	48	45	42
13	50	51	51	51	51	51	51	51	52	53	53	55	56	58	54	51	48	45
14	50	50	50	50	51	51	51	51	51	52	52	53	54	56	58	54	51	48
15	50	50	50	50	50	50	51	51	51	51	51	52	53	54	56	58	54	51
16	50	50	50	50	50	50	50	51	51	51	51	52	53	54	56	58	54	51
17	50	50	50	50	50	50	50	51	51	51	51	52	53	54	56	58	54	51
18	50	50	50	50	50	50	50	51	51	51	51	52	53	54	56	58	54	51

Tab. 2

Dle uvedených rozborů sil lze snadno vytypovat místa, která se podstatně podílí na opotřebení uzlu pouzdro-čep. Protože zatížení čepů je možné pouze od místa záběru až k turasovým kolům, určíme místa na vodiči korečkového řetězu, kde dochází k největšímu vzájemnému pohybu článků vůči sobě.

Jsou to:

- a) Napínací kolo na zarovnávači - natáčení článků vůči sobě je velké, ale silové namáhání malé. Nemá podstatný vliv na opotřebení.
- b) Zlomení vodiče (při horním řezu přibližně $2 \times 45^\circ$) - úhel natočení velký, silové namáhání maximální. Má podstatný vliv na opotřebení.
- c) Turasová kola - natáčení článků vůči sobě velké (45°), silové namáhání maximální. Má podstatný vliv na opotřebení.
- d) Vzájemné pohyby článků na přímé části vodiče korečkového řetězu - úhel natáčení malý, zatížení proměnlivé. Má vliv na opotřebení.

Účinek těchto míst na opotřebení můžeme ovlivnit následujícím způsobem:

- preferovat při těžbě spodní řez (odstranění vlivu zlomení vodiče korečkového řetězu),
- využívat záběru velkého počtu korečků (snížení vlivu vzájemného pohybu článků zmenšením zatížení na předních čepech).

3.0. Možnosti opotřebení konstrukčního uzlu čep-pouzdro adhezí a abrazí

Z tabulky 3 "Některé vlastnosti korečkových řetězů rýpadel užívaných v SHD" vyplývá, že až dosud použité čepy a odpovídající pouzdra na korečkových rýpadlech byly konstruovány velmi podobným způsobem, včetně vlastností užitých materiálů. Zvláště výrazné jsou následující skutečnosti:

Výkonnost strojů uvedených v tabulce (odvozeno z objemu korečků, jejich počtu a rychlosti korečkového řetězu) jsou mezi stroji D 800, DO 800 a RK 400 ve vzájemné relaci. U rýpadla RK 5000 tomu už tak není. Markantní je nepoměr mezi silou v korečkovém řetězu, tlakem mezi pouzdem a čepem a hmotností čepů (z toho vyplývající průřez /úbytkem hmotnosti čepu opotřebením/ má za následek vyřazení čepu (a zejména cenou za opravu řetězu). Je samozřejmé, že cena za opravu není dána pouze cenou čepů. Ale ani sama cena materiálu za čepy není v relaci s výkonností a působícími silami.

Čepy jsou až dosud konstruované jako neopravitelné dílce. Po jejich opotřebení dojde prostě k jejich vyřazení. U rýpadla typu RK 400 je to možné přijmout jako správné řešení. Jejich cena je skutečně poměrná malá. Naproti tomu, ale stojí čepy z rýpadla RK 5000.0, které se vyřazují po úbytku přibližně 2,2 % celkové hmotnosti.

Pokud se použije v praxi zavedené pootočení čepu o 180° , zvětší se úbytek přibližně na 4,5 %. (předpokládané jednostranné opotřebení je o 7 mm).

Tomu také odpovídá cena jejich materiálu (bez ceny dané dalším zpracováním). Při proběhu přibližně 3-4 řetězů za rok už jen cena materiálu o vysoké kvalitě se přiblíží hodnotě 240 000 Kčs. V tom nejsou započteny nenahraditelné energetické ztráty při jeho výrobě.

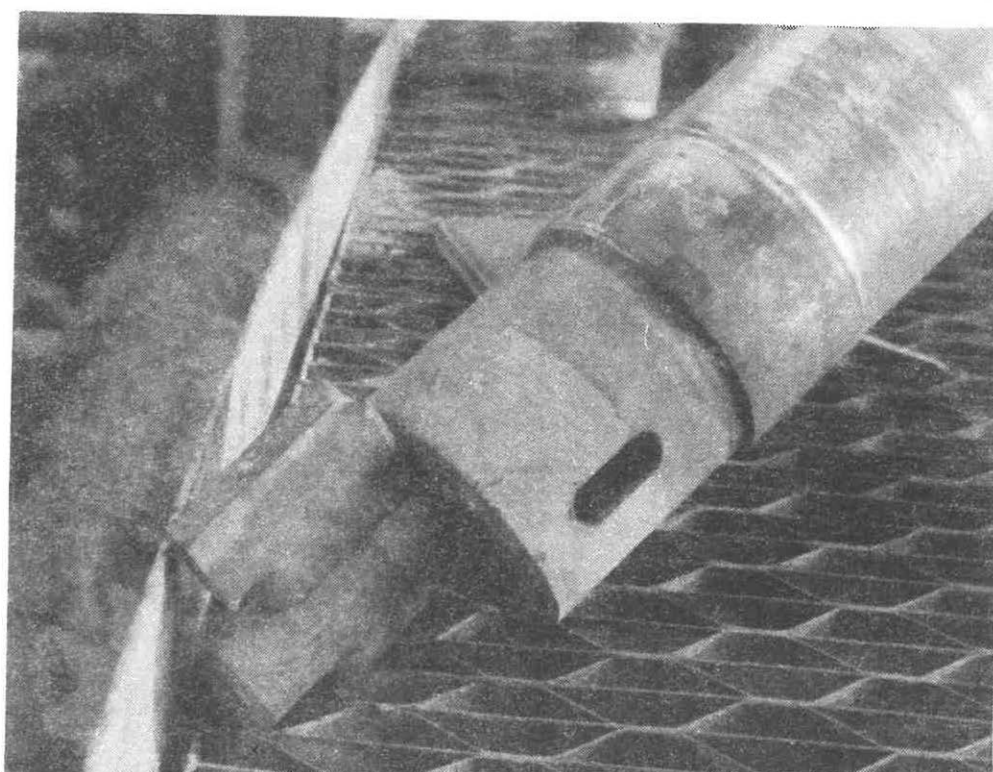
Z tabulky 3 je vidět, že pouhá záměna materiálů nebo výrobní technologie (odlitek - výkovek) nebo zvětšení rozměrů nevede k požadovanému úspěchu.

Po dobu provozování stroje RK 5000 bylo vyměněno už mnoho čepů, jejich přesný počet není možné zjistit. Snad jedině inventurou ve výrobním závodě. Při výměně čepů za nové nebyly nikdy pozorovány účinky otlaku ale pouze otěru. Tento stav lze přičíst účinkům adheze viz. čep na obr. 6, u něhož je patrná absence maziva, nebo účinkům abraze. Ve vzorcích maziva, odebraného v průběhu ověřovacího provozu z čepů i pouzder byly zjištěny nejen kovové šupiny, ale i částičky abraziva, které

Rýpadlo	Objem korečku (l)	Rychlost ko- rečkového ře- tězu (m.s ⁻¹)	Max. tahová sí- la u řetězu (kN)	Tlak pouzdro- -čep (MPa)	Materiál čepu (ČSN)	Materiál pou- zdra (ČSN)	Tepelné zpra- cování		Mazání dvojice	Hmot- nost čepu (kg)	Úbytek hmotno- sti opotře- bením (%)	Cena opravy řetězu (1000 Kčs)	Z toho cena materiá- lu čepů (1000 Kčs)
							čepu	pouzdra					
D 800	800	1,025	839	~ 69	17 618	17 427	ANO	ANO	Periodi- cký tuk	15	~3,6	~ 300	~ 13
DO 800	800	1,025	839	~ 69	17 618	17 427	ANO	ANO	Periodi- cký tuk	15	~3,6	~ 300	~ 13
RK 400	400	1,0	490	~ 40	17 618	42 2921	ANO	ANO	Kapací mazání olejem	5,5	~3,0	~400 ÷ 500	4,6
RK 5000	3 600	1,23	2 602	~ 81	42 2921 16 442	42 2921	ANC	ANO	Periodi- cký tuk	80	~0,12	~9 265	60,8

Tab. 3

Některé vlastnosti korečkových řetězů rýpadel užívaných v koncernu SHD



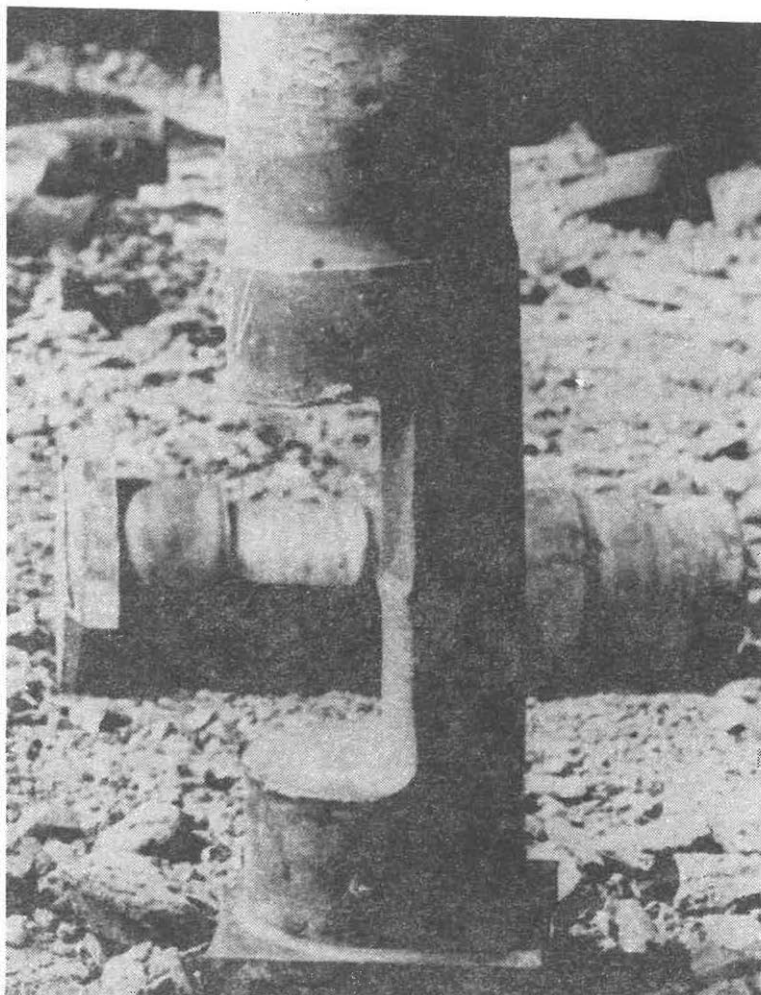
Obr. 6

Opatřebení čepu korečkového řetězu v průběhu ověřovacího provozu - lesklá
plocha bez tuku

mohou pocházet z těžených hmot. Zajímavá byla přítomnost částic vypálených nadložních jíílů, které v žádném případě nebyly dosud strojem těženy. Ty ukazují spíše na malou pečlivost při montáži čepů do pouzder. Do jakého extrému může dojít "opotřebení" čepu snad dobře ukáže obr. 7. Tyto čepy byly montovány na stroji v době, kdy byl nasazen ve velmi obtížně rozpojitelné partii. I tento obrázek napovídá, že při opotřebení tohoto uzlu převažují účinky abraze a adheze nad účinky silovými. Z těchto poznatků vyplývá, že odolnost proti opotřebení účinkem adheze a abraze není v žádném případě zanedbatelná. Účinky těchto jevů rostou při zvětšování rozměrů nových strojů daleko rychleji než jejich teoretická výkonnost. Totéž platí o ztrátách, které jsou logickým důsledkem opotřebení. Cesta k cíli - zvětšení životnosti a užitečnosti mechanismů alespoň při zachování dosavadní ekonomiky nemůže směřovat ke stále jakostnějším a dražším materiálům, v tomto případě ocelí. Cesta musí být vedena směrem promyšlenějších konstrukcí spolu s mnohem větším využíváním laboratorních a poloprovozních zkoušek. Právě tato část technického vývoje nebyla až dosud výrobcí dobývací a pomocné techniky správně využívána. Experimentování je dosud v celkovém objemu vývojových prací tohoto druhu popelkou.

4.0. Závěr

Závěrem lze konstatovat, že způsob zatěžování korečkového řetězu podstatně ovlivňuje opotřebení uzlu pouzdro-čep. Volbou vhodné technologie a omezením účinků abraze a adheze lze snížit a zrovnoměrnit opotřebení korečkového řetězu a tím i prodloužit jeho životnost. To je v současné době jediná cesta, jak se pokusit o zvýšení životnosti tohoto uzlu, bez vynaložení jakýchkoliv nákladů. Další postup při komplexním řešení tohoto problému leží výlučně v rukách pracovníků vývoje a výroby nových korečkových řetězů.



Obr. 7

Extrémní opotřebení čepu korečkového řetězu v běžném provozu

```

1 REM SILY NA CEPECH KORECKOVEHO RETEZU
3 POKE 2E,90
5 DIM A(20,20),B(20),S(20),F(20,20),G(20,20)
10 DISP "ZADEJ POLOVINU POCTU KORECKU"
11 INPUT M
12 DISP "ZADEJ POMER PRICNE A PODELNE TUHOSTI RETEZU"
13 INPUT C
20 A(1,1)=2+C
30 A(1,2)=2
40 A(1,3)=2
50 B(1)=1
60 S(1)=1
70 PRINT #404;" POMER PRICNE A PODELNE TUHOSTI RETEZU C ="C
80 PRINT #404;" I"CHR$(9)CHR$(16)"A(I,I)"CHR$(9)CHR$(30)"A(I,I+1)";
82 PRINT#404;CHR$(9)CHR$(44)"B(1)"
90 PRINT #404;
100 PRINT #404;" 1"CHR$(9)CHR$(15)A(1,1)CHR$(9)CHR$(29)A(1,2);
102 PRINT#404;CHR$(9)CHR$(43)B(1)
110 FOR I=1 TO M-1
120 A(I+1,I+1)=(2+C)*A(I,I)-A(I,I+1)*(-C)
130 IF I=M-1 THEN 160
140 A(I+1,I+2)=2*A(I,I)-A(I,I+2)*(-C)
150 A(I+1,I+3)=A(I+1,I+2)
160 B(I+1)=A(I,I)-B(I)*(-C)
170 S(I+1)=S(I)+C+B(I+1)
180 PRINT #404;I+1CHR$(9)CHR$(15)A(I+1,I+1)CHR$(9)CHR$(29)A(I+1,I+2);
182 PRINT#404;CHR$(9)CHR$(43)B(I+1)
190 NEXT I
195 STOP
200 PRINT #404;:PRINT#404;:PRINT#404;:PRINT#404;
220 PRINT #404;" SILY NA CEPECH KORECKOVEHO RETEZU V PROCENTECH MAX. SILY"
230 PRINT #404;"          JEDEK KORECEK V ZABERU VE VZDALENOSTI"
240 PRINT #404;"          1 -"M" KORECKU OD TURASU"
245 PRINT #404;
250 FOR I=1 TO M
260 PRINT #404;CHR$(9)CHR$(1+4*I)I;
265 PRINT
270 NEXT I
280 PRINT #404;
300 FOR I=1 TO M
310 PRINT #404;
320 PRINT #404;I;
340 F(I,0)=0
350 FOR J=1 TO I
360 F(I,J)=(B(I-J+1)*C*(J-1)/A(I,I))*100+F(I,J-1)
380 PRINT #404;CHR$(9)CHR$(1+4*J)100-(INT(F(I,J)+.5));
385 PRINT
390 NEXT J
400 NEXT I
410 PRINT #404;
420 STOP
500 DISP"ZADEJ, KTERY NEJVZDALENEJSI KORECEK OD TURASU JE V ZABERU"

510 INPUT L
520 PRINT #404;:PRINT #404;:PRINT #404;:PRINT #404;
540 PRINT #404;" PRO "L". KORECEK V ZABERU OD TURASU JSOU"
550 PRINT #404;" ZATIZENI CEPU V PROCENTECH MAX. SILY"
560 PRINT #404;
570 PRINT #404;"          POCET KORECKU V ZABERU"
590 FOR I=1 TO L
600 PRINT #404;CHR$(9)CHR$(1+4*I)I;
605 PRINT
610 NEXT I
620 PRINT #404;
640 FOR W=1 TO L
645 PRINT #404;
650 PRINT #404;W;
660 FOR K=1 TO L
670 Y=W
675 X=L
678 G(K,W)=0
680 G(K,W)=G(K,W)+F(X,Y)
690 X=X-1
700 Y=Y-1
710 IF Y=0 THEN 730
720 IF W-Y<K GOTO 680
730 G(K,W)=INT((100*(W-Y)-G(K,W))/K+.5)
750 PRINT #404;CHR$(9)CHR$(1+4*K)G(K,W);
755 PRINT
760 NEXT K
770 NEXT W
780 PRINT #404;
800 END

```