

Wpływ sprawności mechanicznej traka pionowego na wielkość posuwu

W literaturze fachowej a także w instrukcjach dla przemysłu tartaczego spotykamy się ze wzorami określającymi wielkość posuwu na jeden obrót Δ mm, lub szybkość posuwu u m/min, w zależności od mocy napędowej traka N KM. We wzorach tych jako jeden z czynników występuje współczynnik sprawności mechanicznej traka η . Sprawność ta potraktowana jest jako wartość stała dla traków o pewnym rodzaju łożysk głównych i korbowych. Przyjmowane zwykle η wynosi:

1) dla traków z łożyskami głównymi i korbowymi ślizgowymi $\eta = 0,55$ — $0,65$;

2) dla traków z łożyskami głównymi ślizgowymi i korbowymi tocznymi $\eta = 0,70$ — $0,80$;

3) dla traków z łożyskami głównymi i korbowymi tocznymi $\eta = 0,75$ — $0,85$.

Przyjęcie η jako wartości stałej, zależnej tylko od konstrukcji traka, jest niesłuszne w przypadkach gdy dysponowana moc napędowa traka różna jest od normalnej mocy napędowej, dla której ustalono sprawność mechaniczną traka. Ta ostatnia zależy bowiem, w dużym stopniu od będącej do dyspozycji mocy napędowej.

Sprawność mechaniczna traka, którą można nazwać sprawnością ogólną, określa się wzorem

$$\eta = \frac{N_s + N_p}{N},$$

w którym oznaczają

N_s KM — moc skrawania,

N_p KM — moc posuwu.

Gdy weźmiemy pod uwagę tylko moc skrawania możemy napisać, że sprawność mechaniczna skrawania wynosi

$$\eta_s = \frac{N_s}{N}.$$

Między sprawnością mechaniczną ogólną a skrawania zachodzi związek wynikający z zależności mocy posuwu od mocy skrawania:

Moc posuwu (bez uwzględnienia tarcia mechanizmów) wynosi

$$N_p = \frac{P_p \cdot u}{60 \cdot 75} \text{ KM},$$

gdzie P_p kG — siła posuwu,

u m/min — szybkość posuwu kłody.

Siła posuwu jest zależna od siły skrawania P_s kG

$$P_p = c \cdot P_s \text{ kG.}$$

Współczynnik c zależy od stopnia ostrości zębów, grubości wióra i innych czynników, przyjmowany jest dla pił trakowych $c = 0,6—1,0$. Siła skrawania (jest tu mowa o zastępczej sile posuwu i zastępczej sile skrawania to jest średniej sile pomyślanej jako działającej bez przerwy podczas obu skoków ramy traka) — wynosi

$$P_s = \frac{75 \cdot N_s}{v_s} \text{ kG}$$

w którym to wzorze średnia szybkość ramy

$$v_s = \frac{2 \cdot H \cdot n}{1000 \cdot 60} \text{ m/sek.},$$

przy czym oznacza H mm — wielkość skoku ramy,

n 1/min — ilość obrotów traka.

Szybkość posuwu

$$u = \frac{\Delta \cdot n}{1000} \text{ m/min.},$$

gdzie Δ mm — wielkość posuwu na jeden obrót.

Uwzględniając wzory na siłę posuwu, siłę skrawania, średnią szybkość ramy i szybkość posuwu otrzymamy

$$N_p = \frac{c \cdot \Delta \cdot N_s}{2 \cdot H} = a \cdot N_s \text{ KM.}$$

We wzorze tym dla pewnych warunków pracy wyrażenie

$$a = \frac{c \cdot \Delta}{2 \cdot H}$$

jest wielkością stałą. Wartość a jest niewielka, orientują o jej wielkości następujące przykłady: dla $c = 0,6$, $\Delta = 5$ mm, $H = 400$ mm wynosi $a = 0,004$; dla $c = 1,0$, $\Delta = 30$ mm, $H = 500$ mm — $a = 0,03$.

Przeciętnie można przyjąć $a = 0,02$.

Związek między η a η_s wynosi

$$\eta = \frac{N_s + a N_s}{N} = \frac{(1 + a) N_s}{N} = (1 + a) \eta_s,$$

a wobec niewielkiej wartości a można przyjąć

$$\eta \approx \eta_s,$$

Będąca do dyspozycji moc napędowa traka zostaje zużyta na pokrycie mocy skrawania, mocy posuwu i mocy pracy tarcia ruchomych części traka, które są obciążone siłami masowymi, ciężarem własnym i ciągnięciem pasa oraz siłami skrawania i oporu — ogólnie mocy straconej (nieużytecznej) — N_o KM. Możemy napisać

$$N = N_s + N_p + N_o \text{ KM,}$$

czyli będąca do dyspozycji moc skrawania wynosi

$$N_s = N - N_p - N_o \text{ KM.}$$

Moc stracona składa się ze stałej części reprezentującej moc biegu luzem traka N_l KM zależnej od obciążenia siłami masowymi, ciężarem części i naciąganiem pasa oraz z części zmiennej zależnej od siły skrawania i odporu pił oraz częściowo od zmiany siły ciągnięcia pasa — N_z KM:

$$N_o = N_l + N_z \text{ KM.}$$

Ponieważ siły masowe i ciężar części traka są wielokrotnie większe od siły skrawania i odporu przeto N_l jest znacznie większe od N_z . Na zmniejszenie N_z w porównaniu z N_l wpływa jeszcze i ta okoliczność, że siły skrawania i odporu działają okresowo w kierunkach przeciwnych niż siły masowe i ciężar części, wobec czego siły wypadkowe obciążające niektóre zespoły traka są mniejsze, niżby to wynikało ze zsumowania wszystkich sił.

N_z można przedstawić jako funkcję $(N_s + N_p)$, lub praktycznie przyjąć, że N_z jest pewną częścią N_l :

$$N_z = A N_l \text{ KM,}$$

przy czym współczynnik A można przyjąć $A = 0,05—0,15$.

Wobec tego

$$N_o = N_l + A N_l = (1 + A) N_l \text{ KM.}$$

Wyrażenie na ogólną sprawność mechaniczną ulegnie przekształceniu

$$\eta = \frac{N_s + N_p}{N} = \frac{N - N_p - (1 + A) N_l + N_p}{N} = 1 - (1 + A) \frac{N_l}{N}$$

Z ostatniego wzoru wynika, że dla pewnego N_l , η jest funkcją mocy napędowej N , przedstawiona jest ona na wykresie (dla $A = 0,10$).

Wzór podstawowy na wielkość posuwu na jeden obrót w zależności od mocy skrawania ma postać

$$\Delta = \frac{60 \cdot 75 \cdot N_s}{k \cdot b \cdot \Sigma h \cdot n} \text{ mm,}$$

gdzie
 k kG/mm² (kGm/cm³) — właściwy opór skrawania (właściwa praca skrawania),

b mm — szerokość szczeliny rzazu,

Σh mm — suma wysokości rzazu wszystkich pił sprzęgu.

Wprowadzając sprawność mechaniczną napiszemy

$$N_s = \eta_s \cdot N = \frac{\eta}{1 + a} N \approx \eta \cdot N,$$

otrzymujemy więc

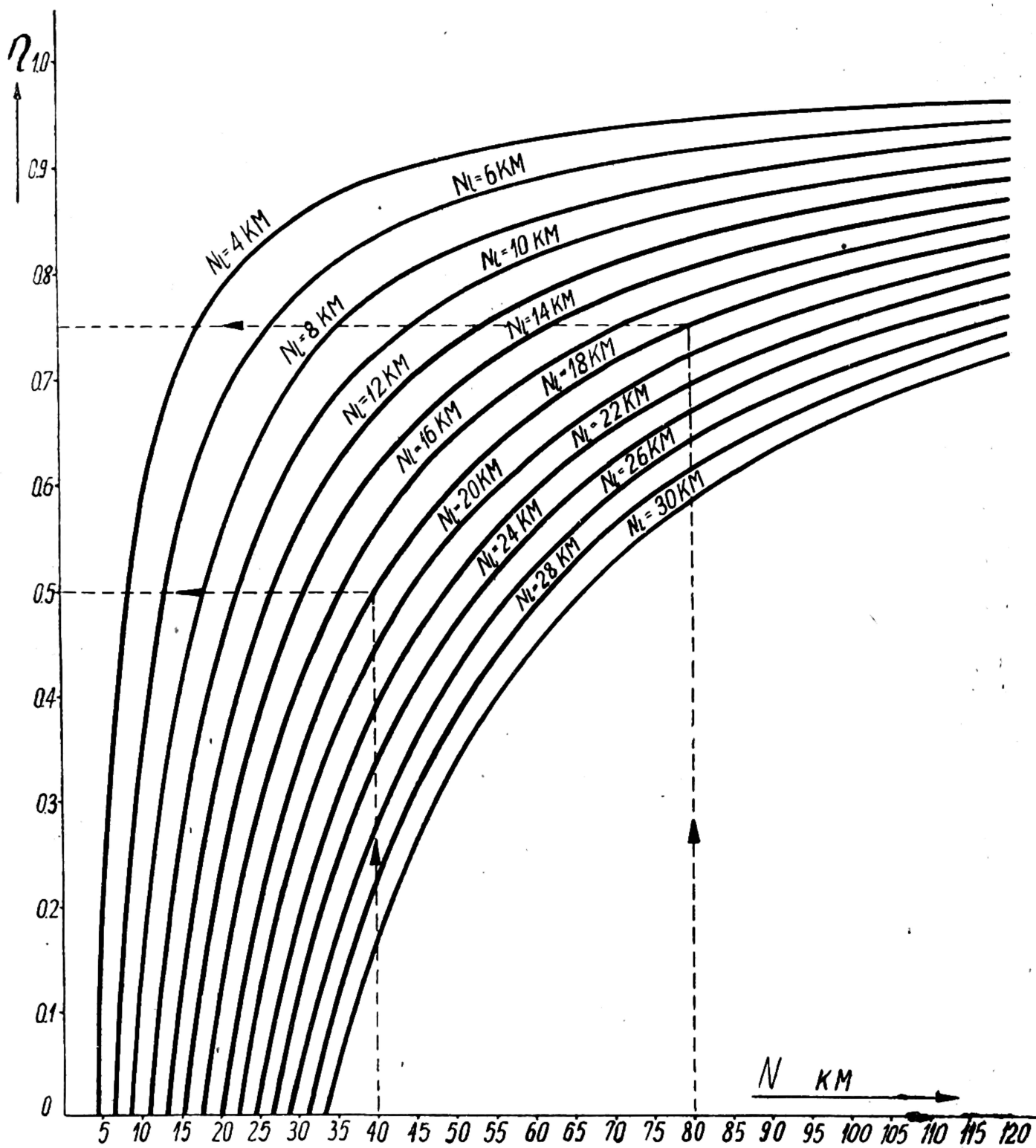
$$\Delta = \frac{4500 \cdot \eta \cdot N}{(1 + a) \cdot k \cdot b \cdot \Sigma h \cdot n} \approx \frac{4500 \cdot \eta \cdot N}{k \cdot b \cdot \Sigma h \cdot n} \text{ mm.}$$

Ze wzoru tego wynika, że dla pewnych warunków pracy traka — pomijając zmienność k wraz ze zmianą Δ (k wzrasta gdy Δ maleje) — wielkość posuwu na jeden obrót zależy od iloczynu $\eta \cdot N$. Poprzezanie stwierdzono, że

η maleje wraz ze zmniejszeniem N , wielkość posuwu będzie więc malała w większym stopniu niżby to wynikało ze zmiany N . Wyraża to wzór

$$\Delta_2 = \frac{\eta_2 \cdot N_2}{\eta_1 \cdot N_1} \Delta_1 \text{ mm.}$$

Tak np. gdy dla pewnego traka moc biegu luzem $N_l = 18 \text{ KM}$ a moc napędowa przy dobrym rozwiązaniu napędu $N_1 = 80 \text{ KM}$, to sprawność ogólna wynosi $\eta_1 = 0,75$. Z chwilą jednakże, gdy dysponowana moc napędowa tego



traka, czy to z powodu zastosowania nieodpowiednich wymiarów pasa i jego jakości, niedostatecznych wymiarów koła pasowego, niedostatecznej mocy silnika napędowego lub z powodu zbyt małej dysponowanej mocy siłowni — wynosi tylko $N_2 = 40 \text{ KM}$, to sprawność mechaniczna traka zmniejszy się

do $\eta_2 = 0,50$. Gdy więc w pierwszym przypadku w pewnych warunkach możliwa była do osiągnięcia wielkość posuwu np. $\Delta_1 = 20$ mm to w drugim przypadku wielkość posuwu wyniesie tylko

$$\Delta_2 = 20 \frac{0,50 \cdot 40}{0,75 \cdot 80} = 6,7 \text{ mm.}$$

Oprócz przytoczonego podstawowego wzoru na Δ stosowane są wzory uproszczone. W jednych z nich przyjęto stałą wartość właściwego oporu skrawania, w drugich przyjęto jako stałą również szerokość szczeliny rzazu i sprawność mechaniczną. Do pierwszych należy wzór

$$\Delta = \frac{850 \cdot \eta \cdot N}{c_s \cdot b \cdot \Sigma h \cdot n} \text{ mm,}$$

który uzyskujemy przez przyjęcie we wzorze ogólnym $k = 5,3 \text{ kG/mm}^2$ dla pił ostrych przy rozpiłowywaniu drewna sosnowego i wprowadzając współczynnik c_s uwzględniający wpływ stopnia stępienia zębów. Do drugich — wzór, który przy rozpiłowywaniu drewna sosnowego ma postać

$$\Delta = \frac{140 \cdot N}{\Sigma h \cdot n} \text{ mm}$$

a uzyskany jest przez wprowadzenie we wzorze podstawowym: $k = 7,7 \text{ kG/mm}^2$ (co odpowiada $k = 5,3 \text{ kG/mm}^2$ dla pił ostrych i $c_s = 1,45$ dla pił stępionych po upływie 3 godzin pracy), $b = 3,2$ mm (co odpowiada grubości piły 2 mm i 0,6 mm rozwarcia na jedną stronę) oraz $\eta = 0,75$.

W świetle przytoczonych wywodów należy zrewidować celowość stosowania tych i podobnych wzorów określających wielkość posuwu w zależności od mocy napędowej, a przyjmujących niezmienną i wysoką wartość współczynnika mechanicznej sprawności. Operowanie bowiem w tych wzorach stałą sprawnością mechaniczną i to dostosowaną do największej mocy napędowej, uzyskiwanej przy dobrze rozwiązanym napędzie traka — może w praktyce prowadzić do błędnych wniosków. Nieprawidłowe rozwiązania napędu traków, niedobory mocy napędowej itp. trafiają się w naszej praktyce tartacznej jeszcze dość często. Dlatego wzory nieuwzględniające zależności η od N nie powinny stanowić wspólnej dla wszystkich przypadków spotykanych w praktyce obiektywnej podstawy dla oceny wielkości posuwu na jeden obrót — możliwej do osiągnięcia w lokalnych warunkach napędu. Pominięcie zależności η od N może spowodować uzyskanie wyników różniących się często o 30–60% od wyników poprawnych.