

Kazimierz A. ORŁOWSKI¹
Tomasz OCHRYMIUK²

PROGNOZOWANIE MAKSYMALNYCH GRANICZNYCH WARTOŚCI PRĘDKOŚCI POSUWU DLA PROCESU PRZECINANIA DREWNA NA PILARKACH RAMOWYCH

Do szacowania efektów energetycznych (moc skrawania, siła skrawania), w klasycznym podejściu, przy przecinaniu drewna piłami wykorzystuje się w obliczeniach opór właściwy skrawania, który w przypadku drewna jest funkcją wielu mniej lub bardziej istotnych czynników. Innym podejściem jest zastosowanie modelu bazującego na mechanice pękania, w którym bierze się pod uwagę oprócz wytrzymałości drewna, warunki tarcia, a także właściwość zwaną wiązkością (energia właściwa na tworzenie nowej powierzchni). Okazuje się, że taki model jest uniwersalny i może być stosowany z powodzeniem dla każdego rodzaju kinematyki przecinania. W niniejszej pracy wykorzystano nowe podejście do wyznaczania granicznych wartości prędkości posuwu na podstawie przewidywanej mocy skrawania, podczas przecinania polskiego drewna sosnowego (*Pinus sylvestris* L.) na pilarce ramowej, zwanej również trakiem pionowym.

1. WPROWADZENIE

Teoretyczne i doświadczalne określanie wartości sił skrawania należy do podstawowych i ciągle rozwijanych obszarów mechaniki tego procesu. Znajomość sił skrawania pozwala na prawidłowe dobranie parametrów procesu przecinania piłami dla zadanego profilu przetarcia. Brzeszczot piły trakowej, który podczas przecinania jest obciążony siłą skrawania F_c , siłą posuwu F_f i wypadkową siłą odporową F_p , jest elementem o niewielkim wskaźniku sztywności własnej. Niemniej jednak, po umieszczeniu w ramie piłowej, w wyniku dodatkowego napięcia wstępnego (naprężenia napinające w zakresie od 150 do 300 MPa – wyższe wartości stosuje się dla cieńszych i węższych brzeszczotów), sztywność statyczna rośnie i osiąga wartość wskaźnika sztywności początkowej brzeszczotu [14]. Jednakże, ten ostatni wskaźnik podczas trwania procesu obróbki ulega zmniejszeniu w wyniku oddziaływania na brzeszczot siły posuwu, co niekiedy prowadzi nawet do utraty stateczności przez brzeszczot [21],[23]. Zjawisko to jest obserwowane jako „błądzenie” brzeszczotu (ang. *snaking*, *wandering*) w materiale obrabianym (linia rzazu nie jest linią

¹ Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Katedra Technologii Maszyn i Automatykacji Produkcji

² Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego PAN, Ośrodek Termomechaniki Płynów, Zakład Przepływów Transonicznych i Metod Numerycznych, Gdańsk, E-mail: Tomasz.ochrymiuk@imp.gda.pl

prostą) [8], [9], a otrzymywana tarcica może posiadać wymiary grubości poza wartościami dopuszczalnymi. Siła posuwu F_f przy przecinaniu drewna na pilarkach ramowych może nawet osiągać wartość siły skrawania F_c [13].

W klasycznym podejściu, dla zdecydowanej większości przypadków, mechanika skrawania drewna jest rozpatrywana z punktu widzenia modelu Ernst-Merchant, w którym pod uwagę bierze się geometrię ostrza piły, parametry skrawania (grubość warstwy skrawanej), wytrzymałość materiału obrabianego definiowaną najczęściej jako opór właściwy skrawania k_c oraz warunki tarcia pomiędzy narzędziem a przedmiotem obrabianym [11–13]. Takie podejście jest szeroko rozpowszechnione do określania sił/mocy skrawania dla operacji przecinania drewna na pilarkach ramowych, tarczowych oraz taśmowych, a dla każdego z tych sposobów przecinania dostępne są w literaturze wyznaczone empirycznie wartości oporów skrawania [1],[11],[13]. Jednakże, ich przydatność bywa często ograniczona z uwagi na brak danych, w jakich warunkach były one określone. Stąd też, publikowane wartości oporów skrawania cechuje wielokrotnie duża rozbieżność [18].

Atkins w swoich pracach [2],[3] dotyczących mechaniki skrawania wykazał, że odporność materiału na pękanie (wiązkość, czyli energia właściwa niezbędna na tworzenie nowej powierzchni) jest tak samo znacząca jak wytrzymałość materiału obrabianego, czy warunki tarcia w strefie skrawania w modelach obliczeniowych służących do określania sił i mocy skrawania. Wiaźkość (ang. *fracture toughness*) ma wpływ również na kształtowanie i postać wiórów, co zademonstrowano za pomocą zarejestrowanych przypadków kształtowania wiórów w strefie skrawania, podczas przecinania różnych rodzajów drewna za pomocą pił tarczowych [5]. Włączenie wiąźkości materiału obrabianego do analiz pozwala na przewidywanie i wyjaśnianie wielu cech, czego nie umożliwia model Ernsta-Merchanta, takich jak wartości kąta ścinania, czy też anomalny wzrost oporu właściwego skrawania dla małych wartości grubości warstwy skrawanej. Podejście zaproponowane przez Atkinsa, zostało z powodzeniem zastosowane do prognozowania mocy skrawania dla przypadków przecinania drewna na pilarkach ramowych, tarczowych i taśmowych [16],[18],[19].

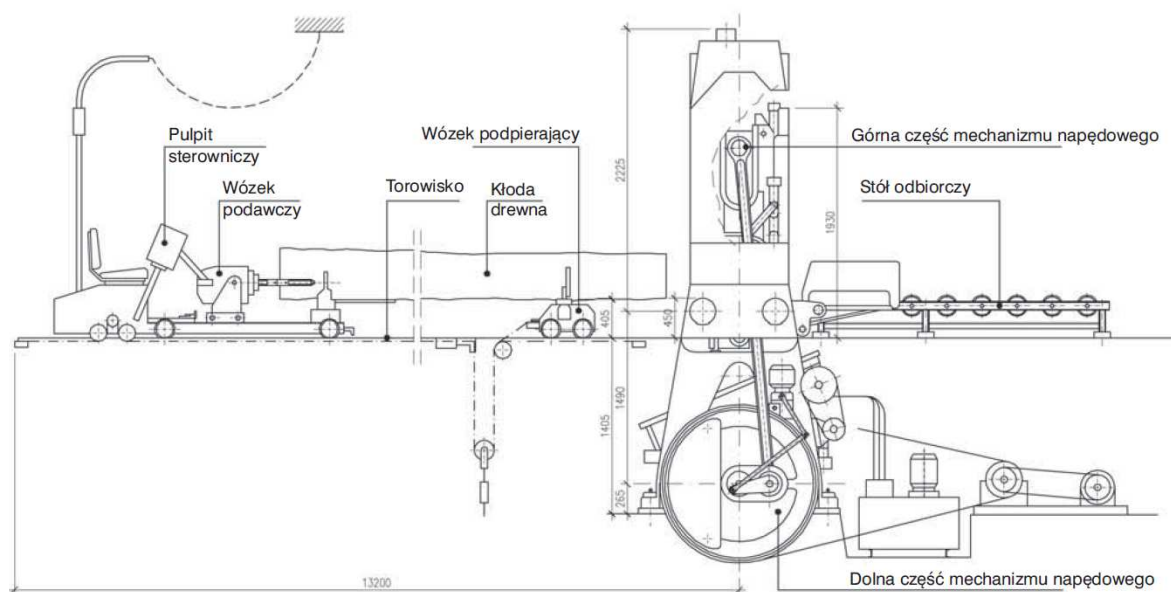
W niniejszej pracy zastosowano nowe podejście do wyznaczania granicznych wartości prędkości posuwu na podstawie spodziewanej mocy skrawania podczas przecinania drewna sosnowego (*Pinus sylvestris* L.) na pilarkę ramową, zwanej również trakiem pionowym (rys. 1).

2. PODSTAWY TEORETYCZNE PRZECINANIA NA PILARKACH RAMOWYCH

2.1. PILARKA RAMOWA PIONOWA

Pilarki ramowe pionowe nadal są często spotykane w polskim, jak też i środkowoeuropejskim przemyśle tartacznym, szczególnie jako maszyny technologiczne do tzw. przerobu pierwotnego (pierwiastkowego) surowca litego w postaci kłód lub pryzm, pomimo że na znaczących imprezach targowych (Ligna w Hanowerze) praktycznie są one

nieobecne. Może to być także związane z gabarytami tych urządzeń, które wymagają bardzo często instalowania w halach dwukondygnacyjnych, z tzw. podtraczem. W klasycznym rozwiązaniu rama piłowa, w której są umieszczane piły trakowe, napędzana jest za pomocą mechanizmu korbowego, który otrzymuje napęd poprzez przekładnię pasową od silnika znajdującego się w podtraczu. Z uwagi na bardzo duże obciążenia dynamiczne napędu głównego pilarki, wynikające z ruchu posuwisto-zwrotnego ramy piłowej o masie przekraczającej znacznie 100 kg, w napędzie głównym, po obu stronach pilarki w jej dolnej części, umieszczone są dwa koła zamachowe. Są to akumulatory energii kinetycznej umieszczone w napędzie w sposób szeregowy. Jednakże, takie rozwiązanie nie do końca wyrównuje zmiany obciążeń wału silnika napędowego. Stąd też, pilarka musi być umieszczona na fundamencie o znacznej masie, często ponad 100 t. Pełne wyrównowanie dynamiczne napędu głównego pilarki ramowej gwarantuje rozwiązanie zaproponowane przez Wasielewskiego [24–26], opracowane w Katedrze Technologii Maszyn i Automatyzacji Produkcji Politechniki Gdańskiej. Jest to akumulator energii wstawiony równolegle do układu napędowego, w którym dla realizacji ruchu posuwisto-zwrotnego ramy piłowej zastosowano mechanizm obiegowy. Takie rozwiązanie sprawia, że straty mocy na biegu jałowym pilarki maleją znacząco, a co najważniejsze teoretycznie fundament staje się zbędny.



Rys. 1. Ogólna budowa pilarki ramowej pionowej [20]

Fig. 1. General structure of the frame sawing machine [20]

Układ posuwu stanowią walce posuwowe rowkowane, wykonane z segmentów zębatych, napędzane poprzez przekładnię za pomocą silnika elektrycznego, zasilanego z przetwornicy częstotliwości. Podawanie surowca do przetarcia, w postaci kłód lub pryzm, odbywa się najczęściej za pomocą wózków podawczych. Tarcica po przetarciu jest transportowana za pomocą przenośników do innych urządzeń tartacznych jak: pilarki tarczowe wielopiłowe, obrzynarki lub pilarki tarczowe poprzeczne. W analizowanym,

rzeczywistym tartaku, w hali tartacznej pracują jednocześnie, ustawione równolegle w linii przetarcia, dwie pilarki ramowe, które zasilają w materiał do dalszego przetarcia jedną dwuwrzecionową pilarkę tarczową wielopiłową.

2.2. MECHANIKA PROCESU PRZECINANIA

Orłowski i inni [19] wykazali, że model mocy skrawania oparty na współczesnej mechanice pękania [2],[3] jest przydatny do szacowania efektów energetycznych procesu przecinania drewna dla każdego typu kinematyki pilarek, tj. ramowych, tarczowych i taśmowych. W modelu dla pilarki ramowej nie ma potrzeby uwzględniania energii niezbędnej do przyspieszenia wiórów [3] do prędkości jaką posiada piła, z uwagi na to, że wielkość mocy wymagana do tego celu jest rzędu kilku W [19]. Dla całego cyklu pracy ramy piłowej, składającego się z ruchu roboczego i jałowego, moc skrawania wynosi $P_c = 0,5\bar{P}_{cw}$ [13],[15]. Stosownie do prac [3],[16] średnią moc skrawania dla jednej piły podczas ruchu roboczego ramy piłowej \bar{P}_{cw} opisuje zależność:

$$\bar{P}_{cw} = F_c v_c = z_a \cdot \frac{\tau_\gamma S_t \gamma}{Q_{shear}} v_c f_z + z_a \cdot \frac{R_\perp S_t}{Q_{shear}} v_c \quad (1)$$

gdzie: $z_a = \left(\frac{H_p}{P} \right)$ jest średnią liczbą zębów będących w kontakcie z dnem rzazu, H_p jest wysokością przedmiotu, P jest podziałką ostrzy, τ_γ – naprężenia tnące w płaszczyźnie ścinania, γ jest odkształceniem postaciowym przy ścinaniu wzdłuż płaszczyzny ścinania, zdefiniowanym zależnością:

$$\gamma = \frac{\cos \gamma_f}{\cos(\Phi_c - \gamma_f) \sin \Phi_c} \quad (2)$$

f_z jest posuwem na ząb (grubość warstwy skrawanej h), S_t to rzaz (szerokość warstwy skrawanej) teoretycznie równy co do wartości rozwarciu całkowitemu zębów piły, β_μ jest kątem tarcia definiowanym jako $\tan^{-1} \mu$, gdzie μ jest współczynnikiem tarcia pomiędzy wiórem a powierzchnią natarcia, Φ_c to kąt ścinania definiujący położenie płaszczyzny ścinania względem powierzchni obrobionej, R_\perp jest energią właściwą rozdzielania/tworzenia nowej powierzchni (wiązkosć), a Q_{shear} jest korekcją warunków tarcia:

$$Q_{shear} = [1 - (\sin \beta_\mu \sin \Phi_c / \cos(\beta_\mu - \gamma_f) \cos(\Phi_c - \gamma_f))] \quad (3)$$

Atkins [2] wykazał, że dla najmniejszej wartości siły F_c kąt ścinania Φ_c spełnia następującą zależność:

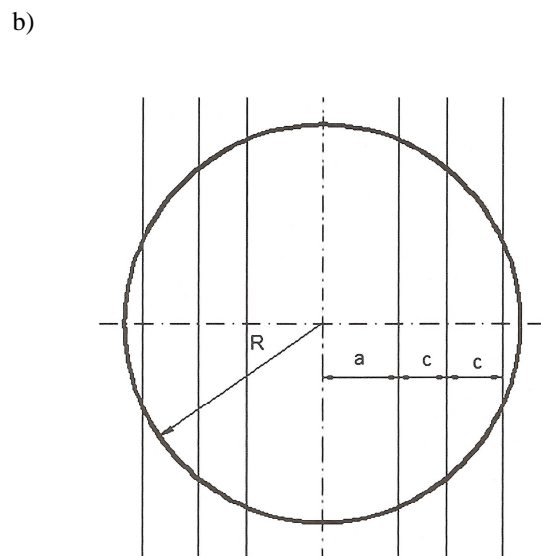
$$\left[1 - \frac{\sin \beta_{\mu} \sin \Phi_c}{\cos(\beta_{\mu} - \gamma_f) \cdot \cos(\Phi_c - \gamma_f)} \right] \cdot \left[\frac{1}{\cos^2(\Phi_c - \gamma_f)} - \frac{1}{\sin^2 \Phi_c} \right] = \quad (4)$$

$$= -[\cot \Phi_c + \tan(\Phi_c - \gamma_f) + Z] \cdot \left[\frac{\sin \beta_{\mu}}{\cos(\beta_{\mu} - \gamma_f)} \left\{ \frac{\cos \Phi_c}{\cos(\Phi_c - \gamma_f)} + \frac{\sin \Phi_c \sin(\Phi_c - \gamma_f)}{\cos^2(\Phi_c - \gamma_f)} \right\} \right]$$

w której stała $Z = \frac{R}{\tau_{\gamma} \cdot f_z}$ sprawia, że wartość kąta ścinania Φ_c jest uzależniona od właściwości materiału obrabianego, w odróżnieniu od klasycznej zależności Ernst'a – Merchant'a. Równanie (4) jest rozwiązywane numerycznie i pozwala na wyznaczenie wartości kątów ścinania dla niewielkich wartości grubości warstwy skrawanej [17], a także umożliwia zwiększenie precyzji modelowania sił skrawania [2],[3].

3. MATERIAŁY I METODY

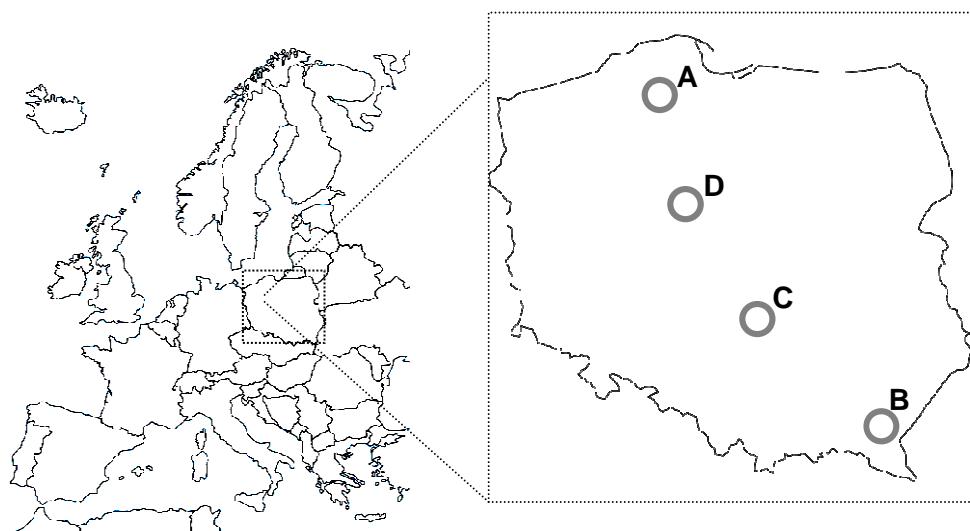
Szacowanie mocy skrawania było przeprowadzone dla rzeczywistego przypadku przecinania na pilarkę ramowej DTRB-63 polskiej produkcji, zainstalowanej w tartaku PUP Complex sp. z o.o. w Dziemianach woj. Pomorskie (rys. 2a).



Rys. 2. Pilarka ramowa DTRB-63 (a) i realizowany rozkrój kłody (b)
Fig. 2. Frame sawing machine DTRB-63 (a) and applied sawing pattern (b)

Obliczenia przeprowadzono dla polskiego drewna sosnowego *Pinus sylvestris* L., pochodzącego z Krain Przyrodniczo-Leśnych (rys. 3): Bałtyckiej (Kraina A, Nadleśnictwo Leśny Dwór), Karpackiej (Kraina B, Nadleśnictwo Brzegi Dolne), Małopolskiej (Kraina C, Nadleśnictwo Smardzewice) i Wielkopolsko-Pomorskiej (Kraina D, Nadleśnictwo

Brodnica) [7]. Zastosowane w prognozowaniu stałe materiałowe były określone na podstawie wyników wcześniejszych badań wartości mocy skrawania dla drewna sosnowego o wilgotności MC 8,5–12% na pilarcie ramowej PRW15–M, piłami o wartości rzazu $S_r = 2 \text{ mm}$ ($\gamma = 9^\circ$). Próby skrawalnościowe są alternatywnym sposobem wyznaczania właściwości materiału [9]. Wartość współczynnika tarcia $\mu = 0,6$ przyjęto za pracę [6]. Niezbędne dane do przeprowadzenia obliczeń numerycznych przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 3. Położenie Krain Przyrodniczo-Leśnych: miejsc pochodzenia drewna sosnowego
 Fig. 3. Locations of Polish Natural-Forest Regions of pine wood origins

Tabela 1. Wybrane dane materiałowe polskiego drewna sosnowego [19]
 Table 1. Selected raw material data of Polish pine wood [19]

Kraina Region	ρ	R_{\perp}	$\tau_{v\perp}$
	kgm^{-3}	Jm^{-2}	kPa
A	520	1295,33	20861
B	439	1496,32	16846
C	478	1267,17	17986
D	589	1141,29	29521

ρ – gęstość

W analizowanym przypadku przecinania na pilarcie ramowej sprzęg piłowy został ustawiony w celu otrzymywania materiału głównego $2a = 137 \text{ mm}$ (rys. 2b) oraz po obu jego stronach dodatkowo dwu desek o grubości $c = 27,5 \text{ mm}$. Długość przecieranych kłód wynosiła $l = 4 \text{ m}$. Do symulacji postanowiono przyjąć kłody o takich średnicach w cieńszym końcu d_g , które gwarantowałyby otrzymanie pokazanego na rys. 2b rozkroju w połowie długości kłody o średnicy d . Musi wówczas być spełniony warunek $\frac{d}{2} \geq a + (i-1)c$, gdzie: i jest liczbą rzazów (pił) po prawej stronie rozkroju. W celu oszacowania średnicy kłody d w połowie jej długości l wyznaczono zbieżność kłody TC

(cm/m) z zależności [10] dla kłód o średnicach d_g w cieńszym końcu (bez kory) 9", 10", 12" i 14":

$$TC = \frac{1}{10} \left[6,2 + 74l^{-3} + \left(\frac{0,48}{\sqrt{l}} - 0,2 \right) (d_g - 22 + 0,3l) \right] \quad (5)$$

Okazało się, że kłoda bez kory o średnicy d_g w cieńszym końcu 9" nie spełniała wspomnianego powyżej warunku. Dla pozostałych kłód wyznaczone średnice d (tabela 2), posłużyły do obliczenia całkowitej wysokości rzazów H_Σ [4]:

$$H_\Sigma = 4 \sum_{i=1}^{i=k} \sqrt{\left(\frac{d}{2} \right)^2 - [a + (i-1)c]^2} \quad (6)$$

Podane w tabeli 2 średnie wysokości przedmiotu H_P są stosunkiem całkowitej wysokości rzazów H_Σ do liczby pił w sprzęgu n_{sb} . Dodatkowo w tablicy 2 pokazano podstawowe dane techniczne pilarki oraz parametry skrawania.

Tabela 2. Dane techniczne piły i pilarki DTRB-63
Table 2. Tool and machine tool DTRB-63 data

Parametr	Średnica kłody w cieńszym końcu [cm (cal)]		
	25 (~10")	30,4 (~12")	31,5 (14")
TC [cm/m]	0,79	0,85	0,91
d [mm]	269,8	321,8	373,8
H_P [mm]	182	255	319
n_{sb} [mm]	6		
S_f [mm]	3,9		
P [mm]	25		
γ_f [°]	18		
z [-]	38		
N_{PR} [min ⁻¹]	300		
H_{RP} [mm]	520		
v_c [m/s]	5,2		
v_f [m/min] ([m/s])	1,2–9 (0,02–0,15)		
f_z [mm] (h [mm])*	0,19–1,44		
P_{EM} [kW]	45		
P_i [kW]	19		
P_{cA} [kW] (P_{cA}^1)	20,8 (3,46)		

Legenda: *wartości użyte w prognozowaniu mocy skrawania, P_{EM} – moc silnika napędu głównego pilarki, P_i – moc ruchu jałowego pilarki (dane producenta), P_{cA} , (P_{cA}^1) – dostępna moc skrawania w strefie skrawania (dostępna moc skrawania na jedną piłę), n_{sb} – liczba pił w sprzęgu, n_{PR} – liczba skoków ramy piłowej, H_{RP} – skok ramy piłowej, dane dotyczące pił z firmy GASSTECH Sp. z o.o. (PL)
Legend: *the values used in computation of predicted cutting powers, P_{EM} – electric motor power, P_i – idling power (according to the producer), P_{cA} , (P_{cA}^1) – available cutting power in the cutting zone (available cutting power per one saw blade), n_{sb} – number of saw blades, n_{PR} – number of saw frame strokes, H_{RP} – saw frame stroke, saw blade data provided by GASSTECH (PL)

Dla każdego przypadku obliczenia numeryczne prowadzono dla jednej piły, a otrzymywane wartości porównywano z dostępną mocą skrawania w strefie skrawania P_{cA}^1 . Wartość tej ostatniej określano ze wzoru:

$$P_{cA}^1 = \frac{(P_{EM} - P_i)\eta_m}{n_{sb}} \quad (7)$$

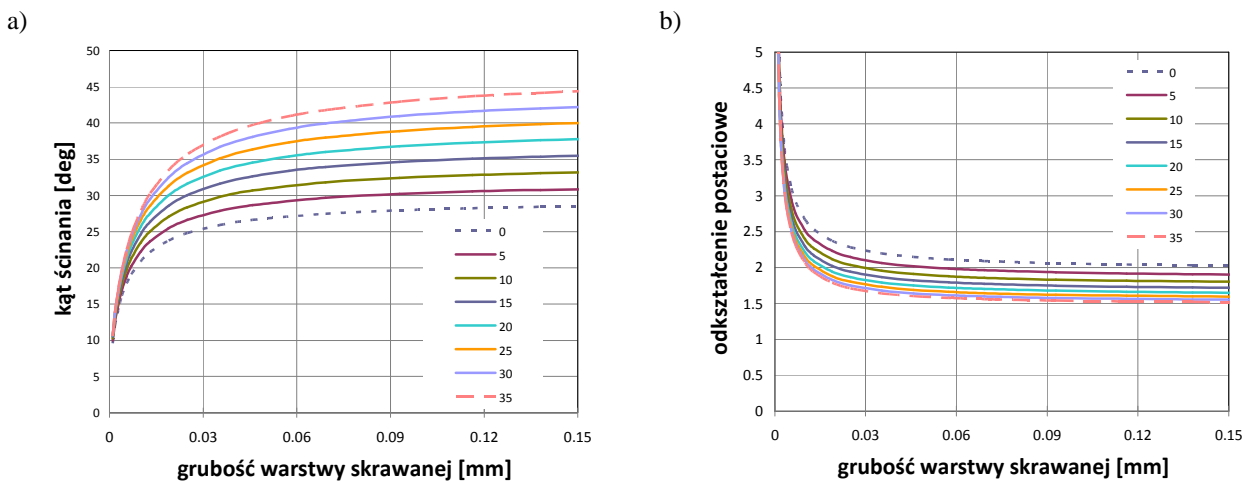
gdzie: η_m jest sprawnością mechaniczną napędu głównego pilarki ($\eta_m = 0,85$).

Założono, że prognozowane maksymalne graniczne wartości prędkości posuwu dla procesu przecinania drewna na pilarkach ramowych będą występowały przy grubościach warstwy skrawanej (posuwach na ostrze f_z), odpowiadających punktom przecięcia prostych opisujących moce skrawania $P_c(f_z)$ z linią dostępnej mocy skrawania w strefie skrawania P_{cA}^1 . Tak, więc graniczną prędkość v_f posuwu można wyznaczyć z zależności:

$$v_f = \frac{\bar{f}_z \cdot n_{RP} \cdot H_{RP}}{1000 \cdot P} \quad (8)$$

4. WYNIKI I ICH ANALIZA

Wyniki prognozowania kąta ścinania i odkształcenia postaciowego przy ścinaniu w płaszczyźnie ścinania dla drewna sosnowego pochodzącego z Bałtyckiej Krainy Przyrodniczo-Leśnej uzyskane za pomocą modelu uwzględniającego pracę rozdzielania materiału (wiążkość), energię ścinania oraz tarcie pokazano na rys. 4.

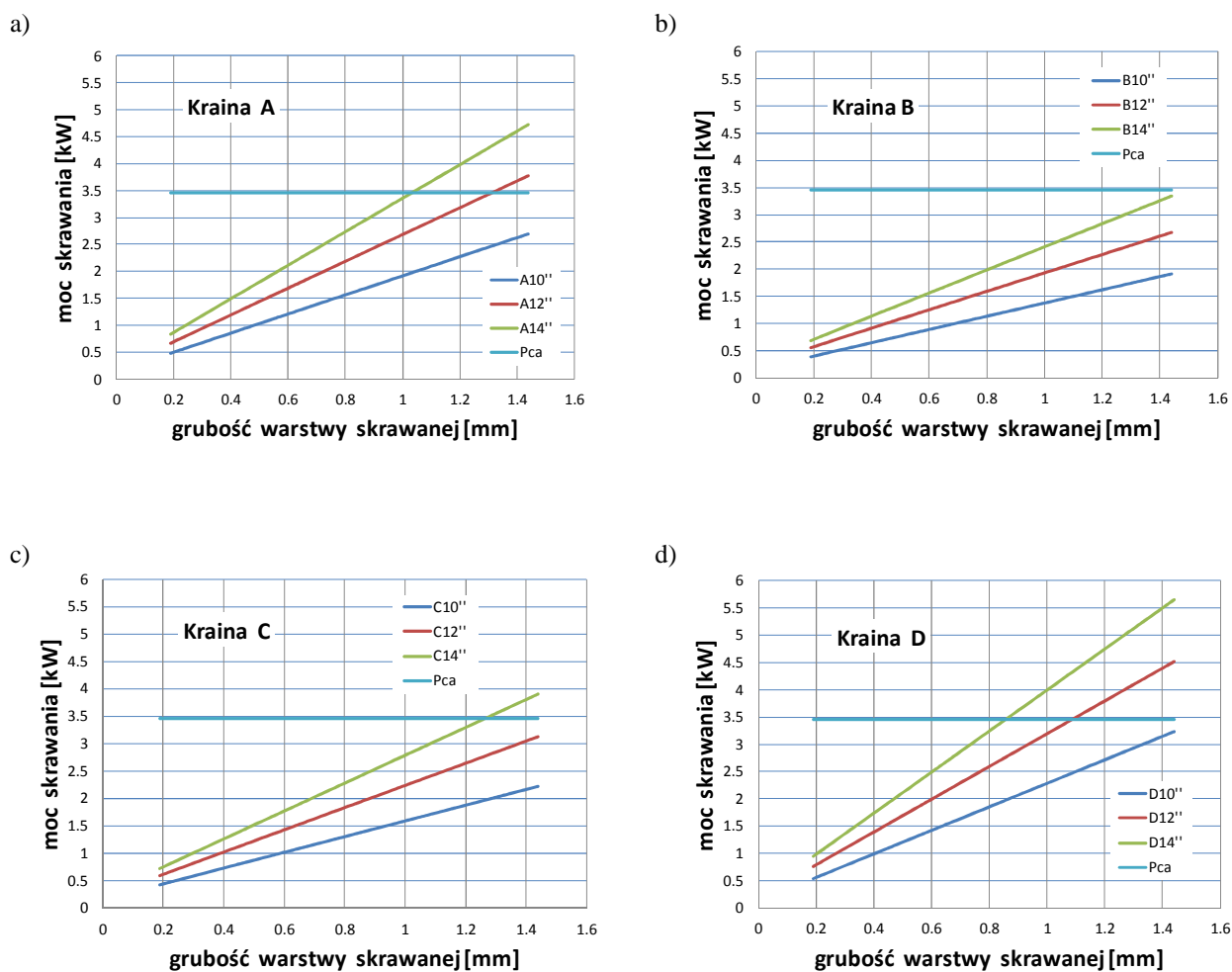


Rys. 4. Prognozowania za pomocą modelu uwzględniającego pracę rozdzielania materiału, energię ścinania oraz tarcie z uwzględnieniem zmian kąta natarcia γ_f dla drewna sosnowego: a) kąta ścinania $\Phi_c = f(f_z)$, b) odkształcenia postaciowego przy ścinaniu w płaszczyźnie ścinania $\gamma = f(f_z)$

Fig. 3. Predictions of cutting model that includes work of separation in addition to plasticity and friction in the case of sawing dry pine wood on examined sawing machines: a) shear plane angle Φ_c vs. f_z , b) primary shear strain γ vs. f_z , in a function of rake angle γ_f

W pobliżu początku układu współrzędnych obserwuje się spadek kąta ścinania (rys. 4a), zaś w przypadku odkształcenia postaciowego przy ścinaniu w płaszczyźnie ścinania γ jego wyrost (rys. 4b). Wspomniane zmiany dla małych grubości warstwy skrawanej są przyczyną wzrostu oporów właściwych skrawania, a zjawisko to nazywane jest w literaturze efektem skali [2],[3]. Z kolei wzrostowi kąta ścinania towarzyszy spadek odkształcenia postaciowego.

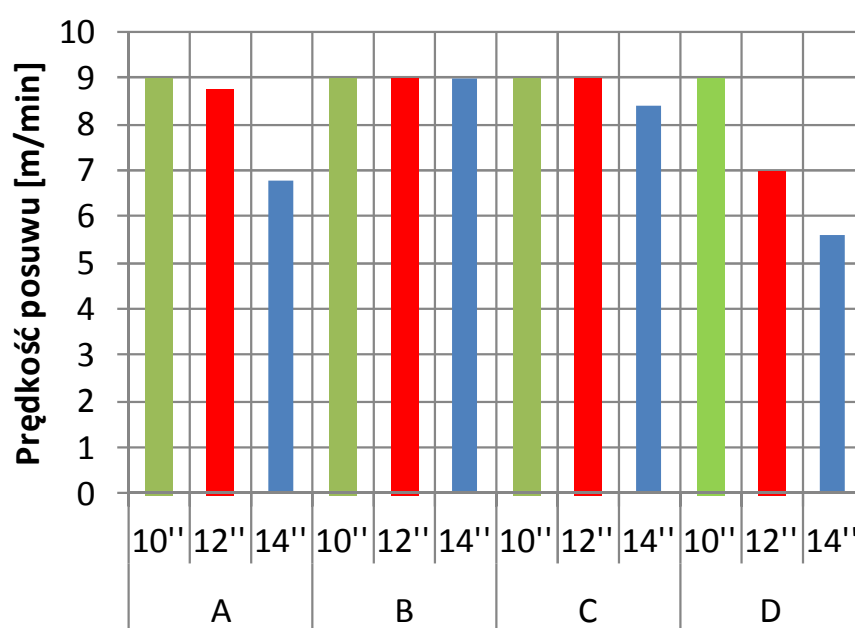
Na rysunku 5, przedstawiono wyniki prognozowania mocy skrawania przy przecinaniu drewna sosnowego w postaci kłód okorowanych, o średnicach w cieńszym końcu 10", 12" i 14", na pilarsce ramowej DTRB63 dla czterech Krain Przyrodniczo-Leśnych, zaznaczonych na rys. 3.



Rys. 5. Szacowane moce skrawania na jedną piłę dla pilarki ramowej DTRB 63 podczas przecierania drewna sosnowego pochodzącego z Krain Przyrodniczo-Leśnych: a) Bałtyckiej (Kraina A), b) Karpackiej (Kraina B), c) Małopolskiej (Kraina C) i d) Wielkopolsko-Pomorskiej (Kraina D), w postaci kłód o średnicach w cieńszym końcu bez kory 10", 12" i 14"

Fig. 5. Predicted cutting power for one saw blade for the frame sawing machine DTRB 63 while sawing Polish pine wood originated from: a) the Baltic Natural Forest Region (Kraina A), b) the Carpathian Natural Forest Region (Kraina B), c) the Little Poland Natural Forest Region (Kraina C) and d) the Great Poland-Pomeranian Natural Forest Region (Kraina D) in the form of logs with the diameter in the thinner end (without bark) of 10", 12" and 14"

Z punktów przecięcia prostych opisujących moce skrawania $P_c(f_z)$ z linią dostępnej mocy skrawania w strefie skrawania $P_{cA}^1 = 3,46$ kW (rys. 5) określono odpowiadające im wartości grubości warstwy skrawanej, które dla tego typu kinematyki pilarki są równoważne średnim posuwom na ostrze \bar{f}_z . Otrzymane w ten sposób wartości posłużyły do wyznaczenia granicznych prędkości posuwu v_f z zależności (8). Dla przebiegów $P_c(f_z)$, które nie przecinały prostej dostępnej mocy skrawania w strefie skrawania przyjęto graniczną dopuszczalną prędkość posuwu równą maksymalnej prędkości posuwu pilarki tj. $v_f = 9$ m/min. Na rysunku 6 pokazano maksymalne graniczne wartości prędkości posuwu dla procesu przecinania na pilarce ramowej DTRB 63 drewna sosnowego, pochodzącego z analizowanych Krain Przyrodniczo-Leśnych.



Rys. 6. Maksymalne graniczne wartości prędkości posuwu dla procesu przecinania na pilarce ramowej DTRB 63 drewna sosnowego pochodzącego z Krain Przyrodniczo-Leśnych Bałtyckiej (Kraina A), Karpackiej (Kraina B), Małopolskiej (Kraina C) i Wielkopolsko-Pomorskiej (Kraina D) w postaci kłód o średnicach w cieńszym końcu (bez kory) 10'', 12'' i 14''

Fig. 6. Maximum boundary feed speeds for the rip sawing process on the frame sawing machine DTRB 63 while sawing Polish pine wood originated from the Baltic Natural Forest Region (Kraina A), the Carpathian Natural Forest Region (Kraina B), the Little Poland Natural Forest Region (Kraina C) and the Great Poland-Pomeranian Natural Forest Region (Kraina D) in the form of logs with the diameter in the thinner end (without bark) of 10'', 12'' and 14''

Należy podkreślić, że jedynie otrzymane wartości mocy skrawania dla drewna sosnowego pochodzącego z Bałtyckiej Krainy Przyrodniczo-Leśnej (Kraina A) są zbliżone z wartościami otrzymywanymi za pomocą tradycyjnie stosowanych modeli empirycznych Manżosa [11] i Orlicza [13], co zostało potwierdzone w pracy [19]. Dla pozostałych miejsc pochodzenia wartości mocy różnią się znacząco od mocy skrawania dla Krainy A (rys. 5). Dodatkowo, drewno jest materiałem naturalnym, a drzewo, z którego pochodzi było poddawane działaniu zmiennym wpływom takim jak: wilgotność, własności gleby gdzie rośnie, a także oddziaływanie klimatyczne. Stąd też, właściwości fizyczne (gęstość), jak i

mechaniczne zmieniają się znacząco, nawet w drewnie pozbawionym wad [7]. Z punktu widzenia skrawalności, dowodem na wpływ pochodzenia drewna na jego właściwości są dane zamieszczone w tabeli 2.

5. WNIOSKI

Przeprowadzone prognozowanie efektów energetycznych procesu przecinania na pilarsce ramowej z zastosowaniem modelu, w którym uwzględniono pracę właściwą na rozdzielanie materiału (wiązkość), energię ścinania oraz tarcie, pozwoliło na wyznaczenie granicznych, dopuszczalnych wartości prędkości posuwu w funkcji średnicy przecieranych kłód. Wspomniany model obliczeniowy rozszerza znacznie możliwości prognozowania kąta ścinania i odkształcenia postaciowego przy ścinaniu w płaszczyźnie ścinania w strefie skrawania, nawet dla małych wartości grubości warstwy skrawanej, w odróżnieniu od klasycznej zależności Ernst'a-Merchant'a. Wykazano ponadto, że pochodzenie surowca ma duży wpływ na wartość mocy skrawania.

Zaprezentowane podejście do prognozowania mocy skrawania i granicznych wartości prędkości posuwu mogłoby być przydatne dla kadry zarządzającej tartaku do szacowania wydajności przetarcia w zależności od pochodzenia drewna. Oprócz tego, mogłoby również być stosowane przy planowaniu profili przetarcia kłód (położenia pił w sprzęgu), stosownie do dysponowanej mocy pilarki.

LITERATURA

- [1] AGAPOV A. I., 1983, *Dinamika processa pileniâ drevesiny na lesopil'nyh ramach*, Kirovskij Politehničeskij Institut, Izdanie GGU, Gor'kij.
- [2] ATKINS A.G., 2003, *Modelling metal cutting using modern ductile fracture mechanics: quantitative explanations for some longstanding problems*, International Journal of Mechanical Sciences, 45, 373–396. doi:10.1016/S0020-7403(03)00040-7.
- [3] ATKINS A.G., 2009, *The science and engineering of cutting. The mechanics and process of separating, scratching and puncturing biomaterials, metals and non-metals*, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, Oxford.
- [4] CSANÁDY E., MAGOSS E., 2013, *Mechanics of Wood Machining*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 199.
- [5] EKEVAD M., MARKLUND B., GREN P., 2012, *Wood-chip formation in circular saw blades studied by high-speed photography*, Wood Material Science & Engineering, Special Issue, 20th International Wood Machining Seminar, 7/3, 115–119.
- [6] GLASS S.V., ZELINKA S.L., 2010, *Moisture relations and physical properties of wood (Chapter 4)*. In: *Wood Handbook – Wood as an Engineering Material*, (Centennial Edition), General Technical Report FPL-GTR-190. Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, 508.
- [7] KRZOSEK S., 2009, *Wytrzymałościowe sortowanie polskiej sosnowej tarcicy konstrukcyjnej różnymi metodami*, SGGW, Warszawa, 127.
- [8] LEHMANN B.F., HUTTON S.G., 1996, *The mechanics of bandsaw cutting. Part I: Modelling the interactions between a bandsaw blade and the workpiece*, Holz als Roh- und Werkstoff, 54, 423–428.
- [9] LEHMANN B.F., HUTTON S.G., 1997, *The mechanics of bandsaw cutting. Part II: A simulation of the cutting behaviour of bandsaws*, Holz als Roh- und Werkstoff (aktualnie European Journal of Wood and Wood Products), 55, 35–43.

- [10] LEŚNIK, 2013, *LasyRej_20130110, Obsługa drewna kłodowanego, Podręcznik użytkownika, System Informatyczny Lasów Państwowych, Lasy Państwowe, Warszawa, styczeń, 21.*
- [11] MANŽOS F.M., 1974, *Derevorežušie Stanki*, Izdatel'stvo, Lesnaâ promyšlennost, Moskva.
- [12] NAYLOR A., HACKNEY P., PERERA N., CLAHR E., 2012, *A predictive model for the cutting force in wood machining developed using mechanical properties*, *BioRes*, 7/3, 2883–2894.
- [13] ORLICZ T., 1988, *Obróbka drewna narzędziami tnącymi*, SGGW-AR, Warszawa.
- [14] ORŁOWSKI K., 2003, *Some approaches to the determination of saw blade stiffness*, *Drvna Industrija*, 54/4, 207–215.
- [15] ORŁOWSKI K.A., 2007, *Experimental studies on specific cutting resistance while cutting with narrow-kerf saws*, *Advances in Manufacturing Science and Technology*, 31,1, 49–63.
- [16] ORŁOWSKI K.A., ATKINS A., 2007, *Determination of the cutting power of the sawing process using both preliminary sawing data and modern fracture mechanics*. In: Navi, P., Guidoum, A. (Eds.) *Proc. of the Third Inter, Symposium on Wood Machining, Fracture Mechanics and Micromechanics of Wood and Wood Composites with regard to Wood Machining*, 21–23 May, Lausanne, Switzerland. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 171–174.
- [17] ORŁOWSKI K.A., OCHRYMIUK T., 2010, *Sposób prognozowania kąta ścinania w strefie skrawania przy przecinaniu drewna*, W: *Obróbka Skrawaniem: Współczesne problemy*, Szkoła Obróbki Skrawaniem, 4, B. Kruszyński (red.). Łódź, Politechnika Łódzka, 449–456.
- [18] ORŁOWSKI K.A., OCHRYMIUK T., CHUCHALA D., 2012, *Prognozowanie mocy skrawania przy przecinaniu polskiego drewna sosnowego na pilarkach tarczowych*, Artykuł na płycie CD dołączonej do czasopisma, *Mechanik*, 8–9, 661–663.
- [19] ORŁOWSKI K.A., OCHRYMIUK T., ATKINS A., CHUCHALA D., 2013, *Application of fracture mechanics for energetic effects predictions while wood sawing*, *Wood Sci Technol*, 15 p, DOI 10.1007/s00226-013-0551-x.
- [20] PIP PAŃSTWOWA INSPEKCJA PRACY, 2008, *Sprzęt roboczy minimalne wymagania, Pilarka ramowa pionowa (trak)*, <http://www.pip.gov.pl/html/pl/doc/07040097.pdf>.
- [21] PROKOFIEV G.F., 1990, *Intensifikaciâ pileniâ drevesiny ramnymi i lentočnymi pilami*, Moskva, Lesnaâ Promyšlennost', 240.
- [22] TAYLOR J., HUTTON S.G., 1991, *A numerical examination of bandsaw blade tooth stiffness*, Forintek Canada Corp. Report, Vancouver.
- [23] VESELKOVA B.A., 1982, *Rešenje zadači ob ustojčivosti ploskoj formy izgiba lentočnych pil*, *Lesn. Žurnal*, 3, 79–83.
- [24] WASIELEWSKI R., 1999, *Pilarki ramowe z eliptyczną trajektorią prowadzenia pił i hybrydowym wyrównoważonym dynamicznie układem napędu głównego*, Monografia nr 10, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 108.
- [25] WASIELEWSKI R., 2001, *Pilarki ramowe z eliptyczną trajektorią prowadzenia pił i hybrydowym napędem*, *Przemysł Drzewny*, styczeń, 7–8.
- [26] WASIELEWSKI R., ORŁOWSKI K., 2002, *Hybrid dynamically balanced saw frame drive*, *Holz als Roh- und Werkstoff (European Journal of Wood and Wood Products)* 60/3. 202–206.

FORECASTING OF MAXIMUM BOUNDARY FEED SPEEDS FOR THE RIP SAWING PROCESS OF WOOD ON FRAME SAWING MACHINES

In the classical approach, energetic effects (cutting forces and cutting power) of wood sawing process are generally calculated on the basis of the specific cutting resistance, which is in the case of wood cutting the function of more or less important factors. The application of the model, which bases on the modern fracture mechanics is another kind of approach, in which in addition to timber 'strength' and friction between tool and workpiece is taken into account the property called 'fracture toughness' (resistance to cracking). In this paper a new approach to determination of maximum boundary feed speeds for the rip sawing process on the frame sawing machine while sawing Polish pine wood (*Pinus sylvestris* L.) on the basis of forecasted cutting power values.