

Projekt wrzeciona i napędu do pilarki wielotarczowej

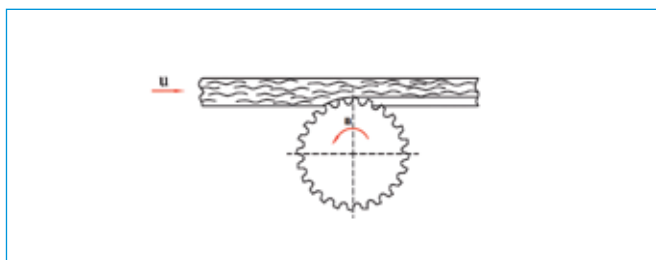
Project of spindle and drive of multi-ripsaw

Michał Krawczyński, Eugeniusz Rusiński, Piotr Odyjas, Łukasz Misterowicz

W artykule przedstawiono obliczenie mocy potrzebnej do obróbki drewna oraz sposób projektowania wrzeciona pilarki, układu przeniesienia napędu oraz dobierania silnika elektrycznego. Konstruowana pilarka będzie jedną z niewielu, jeśli nie jedyną o podobnej szerokości części roboczej stworzoną na terenie Polski.

Obróbka cięciem zachodzi podczas oddziaływania narzędziami tnącymi na drewno, w celu nadania mu wymaganego kształtu. Rozróżnia się obróbkę cięciem, w wyniku której powstają wióry, oraz taką, w której wióry nie powstają. Cięcie drewna, podczas którego wióry powstają, nazywamy skrawaniem [1].

Projektowane napęd i wrzeciono mają zostać użyte w obrabiarce, służącej do tworzenia rowków w deskach podłogowych (rys. 1). Celem tego zabiegu jest zabezpieczenie elementu przed niepożądanym odkształceniem, ponieważ rowki jako rodzaj karbu pozwolą uwolnić naprężenia występujące w zmontowanej podłodze. Dzięki ich utworzeniu drewno swobodnie „pracuje” i nie tworzą się różnego rodzaju „wypaczenia” pojedynczych elementów. Równocześnie pilarka może zostać użyta do przelotowego rozcinania płyt drewnopochodnych na mniejsze listwy, które następnie mogą być oklejane. Należy jednak pamiętać, aby nie przekraczać maksymalnych oporów skrawania, których wartości są zgoła odmienne dla obrabiania innych materiałów niż drewno lite. Dodatkowo, niewskazana jest koncentracja narzędzi w środkowej części roboczej wału. Przy liczbie pił zblížonej do maksymalnej zaleca się ich równomierne rozmieszczenie, gdyż centralizacja narzędzi zwiększa ugięcie wału, co zmniejsza dokładność obróbki, a co gorsza – zwiększa kąt ugięcia wału przy podporach. Łożyska, które zostaną



Rys. 1 Schemat procesu obróbki drewna

wykorzystane, mają określone przez producenta maksymalne kąty ugięcia, przy których mogą pracować bezawaryjne i nie należy ich znacząco przekraczać.

Podstawowe parametry obróbki:

- materiał obrabiany – drewno lite (dąb, buk),
- wilgotność materiału – 10-15%,
- prędkość posuwu 12-20 m/s,
- głębokość skrawania – 10 mm,
- liczba narzędzi zamocowanych na wał (maksymalnie 15 sztuk),
- szerokość robocza wrzeciona min. 1,5 m.

Możliwy do prowadzenia na tego typu maszynach proces obróbki jest dość specyficzny i realizowany najczęściej w sprzężeniu z innymi obrabiarkami, tworząc tym samym linie obróbkowe. Tego typu pilarki służą m.in. do

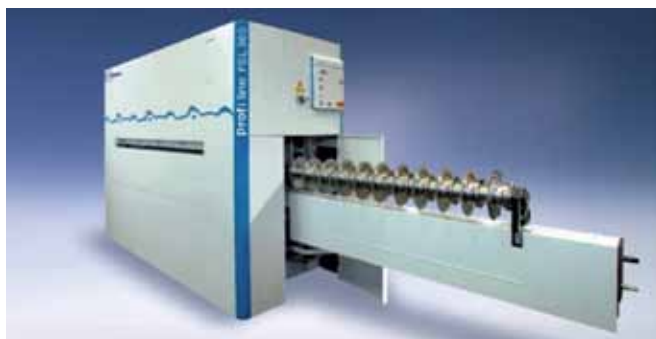


Rys. 2 Przykładowe zastosowanie – podcinanie płyt drewnopochodnych [2]

szybkiego, przelotowego rozcinania płyt czy tworzenia w nich rowków. Znajdują również zastosowanie w produkcji desek parkietowych, podłóg laminowanych lub półfabrykatów do produkcji mebli, jak pokazano na rys. 2.

Dotychczasowe rozwiązania

Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne istniejących pilarek pokazano na rys. 3, 4 i 5.



Rys. 3 Pilarka FSL360 firmy Homag [3]



Rys. 4 Pilarka MRS 151 firmy Kentwood [4]



Rys. 5 Pilarka Paul firmy Hoehsmann [2]

Dobór narzędzi i wyznaczenie prędkości obrotowej

Czynniki determinujące dobór narzędzia to:

- prędkość skrawania, która zależy od obrabianego materiału, dla drewna twardego (litego) przyjmuje ona wartości od 50 do 90 m/s, oblicza się ją ze wzoru [5]:

$$V_s = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{60 \cdot 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (1)$$

gdzie:

D – średnica narzędzia,

n – prędkość obrotowa.

- posuw na ząb, który dla cięcia poprzecznego drewna litego wynosi 0,10-0,35 mm, oblicza się go ze wzoru [5]:

$$u = \frac{\Delta z \cdot z \cdot n}{1000} \quad (\text{m/min}) \quad (2)$$

gdzie:

Δz – posuw na ząb,

z – ilość zębów,

n – prędkość obrotowa (obr/min).

Prędkość obr. [obr/min]	Pila D=200, z=24			Pila D=225, z=24			Pila D=250, z=30		
	Vs	Δz (n=12)	Δz (n=20)	Vs	Δz (n=12)	Δz (n=20)	Vs	Δz (n=12)	Δz (n=20)
3000	31,4	0,167	0,278	35,3	0,167	0,278	39,3	0,133	0,222
3500	36,6	0,143	0,238	41,2	0,143	0,238	45,8	0,114	0,190
4000	41,9	0,125	0,208	47,1	0,125	0,208	52,3	0,100	0,167
4500	47,1	0,111	0,185	53,0	0,111	0,185	58,9	0,089	0,148
5000	52,3	0,100	0,167	58,9	0,100	0,167	65,4	0,080	0,133
5500	57,6	0,091	0,152	64,8	0,091	0,152	72,0	0,073	0,121
6000	62,8	0,083	0,139	70,7	0,083	0,139	78,5	0,067	0,111
6500	68,0	0,077	0,128	76,5	0,077	0,128	85,0	0,062	0,103
7000	73,3	0,071	0,119	82,4	0,071	0,119	91,6	0,057	0,095
7500	78,5	0,067	0,111	88,3	0,067	0,111	98,1	0,053	0,089
8000	83,7	0,063	0,104	94,2	0,063	0,104	104,7	0,050	0,083

Tabela 1 Wyniki obliczeń doboru narzędzia

W tabeli 1 zostały przedstawione wyniki obliczeń czynników determinujących. Prędkość posuwu jako parametr wejściowy została określona dla 3 średnic pił tarczowych, przy stopniowaniu prędkości obrotowej co 500 obr/min w zakresie od 3000 do 8000 obr/min. Na podstawie otrzymanych wyników została dobrana piła o średnicy 225 mm i 24 zębach, która będzie pracowała przy prędkości obrotowej ok. 4500 obr/min.

Opory skrawania

Do określenia oporu skrawania zostanie użyta metoda przytoczona przez prof. Orlicza(1967) [1], w której obliczenia oparte są na ustalonych doświadczalnie wartościach. Wzór na opór skrawania ma postać [1]:

$$K = K_{\phi} \cdot C_r \cdot C_w \cdot C_d \cdot C_g \cdot C_t \cdot C_s \cdot C_v \cdot C_n \cdot C_k \cdot C_f \quad (\text{MN/m}^2) \quad (3)$$

gdzie:

K_{ϕ} – podstawowa wartość oporu skrawania, uwzględniająca położenie skrawania w stosunku do przebiegu włókien drzewnych,

C_r – współczynnik uwzględniający rodzaj drewna,

C_w – współczynnik uwzględniający wilgotność drewna,

C_d – współczynnik uwzględniający kąt skrawania,

C_g – współczynnik uwzględniający grubość wióra,

C_t – współczynnik uwzględniający temperaturę drewna,

C_s – współczynnik uwzględniający stępienie narzędzia,

C_v – współczynnik uwzględniający prędkość skrawania,

C_n – współczynnik uwzględniający wymiary i kształt krawędzi tnącej,

C_k – współczynnik uwzględniający nacisk wywierany na drewno przed nożem,

C_f – współczynnik uwzględniający wpływ tarcia ostrza o drewno.

Poszczególne wartości współczynników zostały określone na podstawie tabel [1]. Podczas procesu skrawania drewna zapotrzebowanie na moc wzrasta wraz ze zwiększeniem prędkości posuwu oraz przy zmniejszaniu grubości wióra, która następuje przy obniżaniu tej prędkości. Z tego powodu moc została obliczona dla dwóch przypadków skrajnych, gdy posuw jest maksymalny i gdy grubość wióra jest najmniejsza (minimalny posuw).

Wartość oporu skrawania dla minimalnego posuwu:

$$K_{u(\min)} = 96,84 \text{ MN/m}^2 = 96,84 \text{ MPa}$$

Wartość oporu skrawania dla maksymalnego posuwu:

$$K_{u(\max)} = 56,58 \text{ MN/m}^2 = 56,58 \text{ MPa}$$

Znając wartości opór skrawania, można określić zapotrzebowanie na moc konieczną dla prowadzenia procesu obróbki [1].

$$P = 1000 \cdot K \cdot V \quad (4)$$

gdzie:

P – moc skrawania,

V – objętość sekundowa drewna zamienionego na wiór [1]:

$$V = b \cdot h \cdot u \quad (5)$$

gdzie:

b – szerokość warstwy skrawania,

h – głębokość skrawania,

u – posuw (m/s).

$$P_{u(\min)} = 0,341 \text{ kW} \quad P_{u(\max)} = 0,597 \text{ kW}$$

Jak widać powyżej, mimo to że opory skrawania przy minimalnym posuwie są o wiele większe niż przy prędkości maksymalnej, to zapotrzebowanie na moc jest największe dla najwyższego posuwu. Do dalszych obliczeń zostało przyjęte $P_{u(max)} = 0,597 \text{ kW}$. Na wrzeciono zakładać będzie maksymalnie 15 pił tarczowych, więc zapotrzebowanie mocy wynosi:

$$P = 15 P_{u(max)} = 15 \times 0,597 \text{ kW} = 8,955 \text{ kW}$$

Biorąc pod uwagę straty, jakie występują na drodze przeniesienia napędu od silnika do narzędzia, w pilarkie został dobrany silnik o mocy 15 kW [6].

Dla wyznaczonej prędkości obrotowej i obliczonej mocy na podstawie algorytmów zamieszczonych w katalogu firmy STOMIL SANOK [7], dobrano przekładnię z trzema pasami wąskoprofilowymi SPZ, o długość pasa 1700 mm i kołach pasowych 160 mm na silniku i 250 mm na wrzecienniku.

Konstrukcja wrzeciona

Wrzeciono będzie wprowadzane do pilarki na specjalnym wózku (rys. 6), który jako część połączona z wałem pozostanie wewnątrz obrabiarki. Sprzęganie napędu z częścią roboczą zostanie zrealizowane poprzez połączenie stożkowe o zbieżności 1:10. Taki rodzaj łączenia jest stosowany dla elementów obciążonych momentem skręcającym oraz siłami poprzecznymi, zapewniając równocześnie pewność pozycjonowania [8]. Niezwykle ważnym zagadnieniem jest tutaj funkcjonalność tworzonej konstrukcji. Podstawowym wymaganiem, które powstaje przy projektowaniu tego typu maszyn, jest możliwość sprawnego i bezpiecznego przebrojenia wrzeciona. Stępienie narzędzi, a co za tym idzie – ich zmiana może następować nawet co dwie godziny. Z tego powodu proponuje się zastosowanie co najmniej dwóch wózków z zamontowanymi wałami, co pozwoli osiągnąć minimalny czas przebrojeń przy zachowaniu wymaganego stopnia bezpieczeństwa. Dodatkowo odstawiony zestaw można w czasie pracy pilarki przestawiać na inny rozstaw cięcia lub zmieniać zużyte narzędzia.

Wrzeciono będzie zbudowane z wału (rdzenia) oraz sprzęgu, czyli tulei ochronnej z zamocowanymi piłami, których rozstaw można regulować za pomocą przekładek

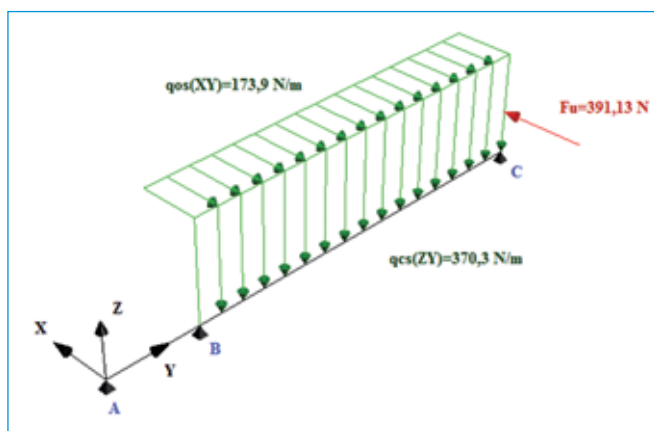


Rys. 6 Konstrukcja i sposób łączenia wału z napędem pilarki [4]

dystansowych o różnych wymiarach. W celu zwiększenia regulacji rozstawu można dodatkowo zastosować pierścienie dystansowe. Tuleja jest stosowana głównie jako element ochronny dla rdzenia wału, ponieważ jest on zwykle wykonywany z lepszej gatunkowo stali przy większej dokładności wymiarowej. Elementy ochronne i pozycjonujące zostaną wykonane ze stali.

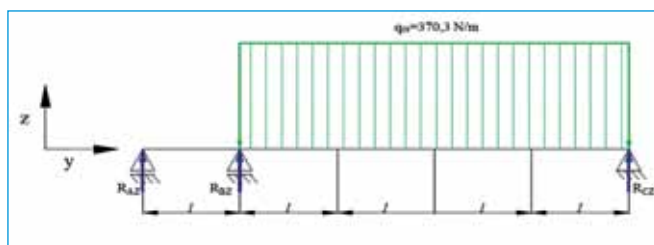
Obliczenia analityczne

W celu przeprowadzenia wstępnych obliczeń wytrzymałościowych, na podstawie których zostanie określony zarys wału, dokonano uproszczenia sił na niego działających (rys. 7). Jednostkowe siły skrawania zostaną zamienione na obciążenie ciągłe wału w płaszczyźnie XY. Zgodnie ze sposobem mocowania na wale pił, został obliczony ciężar sprzęgu narzędzi. Oddziaływać on będzie na wał płaszczyźnie ZY. Wymiary przekładek dystansowych i tulei ochronnej są dobierane na podstawie zaleceń firmy. Siła F_u pochodzi od przekładni pasowej.



Rys. 7 Izometryczny model przedstawiający w sposób uproszczony siły obciążające wał

Korzystając z twierdzenia Menabrei, obliczono reakcje i momenty gnące w płaszczyznach ZY i XY. Wykresy sił i momentów gnących zostały pokazane na rys. 8-11.



Rys. 8 Obciążenie wału w płaszczyźnie ZY

$$SF_z = R_{AZ} + R_{BZ} + R_{CZ} - q_{CS} \cdot 4 \cdot l = 0 \quad (6)$$

$$SM_C = R_{AZ} \cdot 5l + R_{BZ} \cdot 4l + R_{CZ} - q_{CS} \cdot 4 \cdot l \cdot \frac{4l}{2} = 0 \quad (7)$$

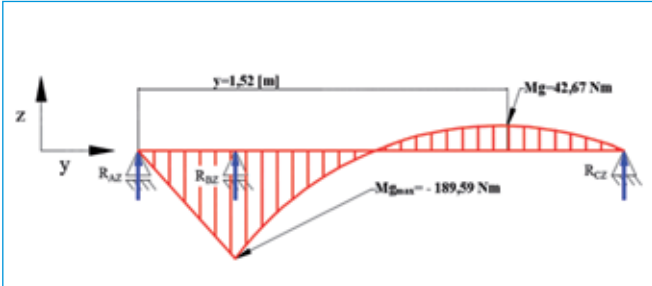
$$\frac{\delta V}{\delta R_{AZ}} = 0 \quad (8)$$

Przedział 1 ($0 \leq y \leq l$)

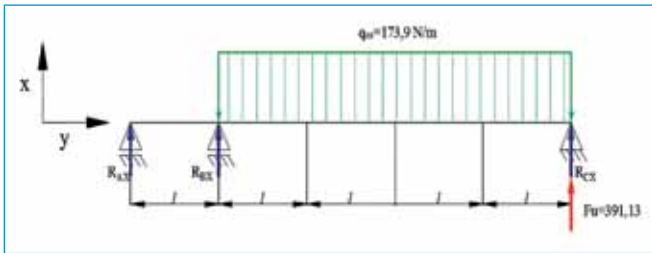
$$Mg = R_{AX} \cdot y ; \frac{\delta Mg}{\delta R_{AX}} = y$$

Przedział 2 ($l \leq y \leq 5l$)

$$Mg = R_{AZ} \cdot y + R_{BZ} \cdot (y-l) - \frac{1}{2} \cdot q_{CS} \cdot (y-l)^2 ; \frac{\delta Mg}{\delta R_{AZ}} = y$$



Rys. 9 Wykres momentu gnącego w płaszczyźnie ZY



Rys. 10 Obciążenie wału w płaszczyźnie XY

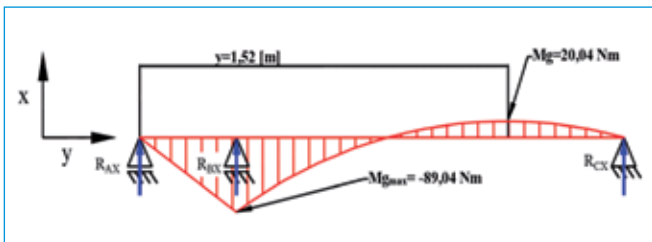
$$SF_X = R_{AX} + R_{BX} + R_{CX} + F_U - q_{OS} \cdot 4 \cdot l = 0 \quad (9)$$

$$SM_C = R_{AX} \cdot 5 \cdot l + R_{BX} \cdot 4 \cdot l + R_{CX} - q_{OS} \cdot 4 \cdot l \cdot \frac{4 \cdot l}{2} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\delta V}{\delta R_{AX}} = 0 \quad (11)$$

Przedział 1 ($0 \leq y \leq l$)

$$Mg = R_{AX} \cdot y ; \frac{\delta Mg}{\delta R_{AX}} = y$$



Rys. 11 Wykres momentu gnącego w płaszczyźnie XY

Przedział 2 ($l \leq y \leq 5l$)

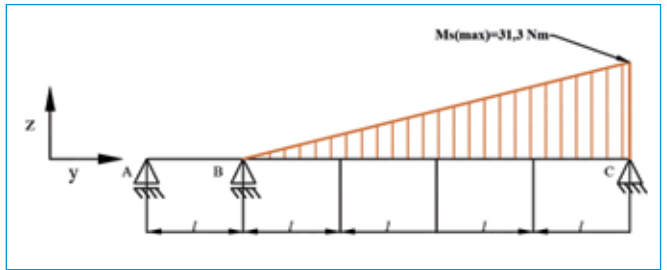
$$Mg = R_{AX} \cdot y + R_{BX} \cdot (y-l) - \frac{1}{2} \cdot q_{OS} \cdot (y-l)^2 ; \frac{\delta Mg}{\delta R_{AX}} = y$$

Dodatkowo na wrzeciono będzie działał moment skręcający (rys. 12).

Wartości momentów zastępczych określane są wzorem [9]:

$$M_z = \sqrt{Mg^2 + (\sqrt{3} \cdot M_s)^2} \quad (12)$$

Korzystając ze wzoru na naprężenia zastępcze, możemy określić średnicę minimalną wału w punktach charakterystycznych.

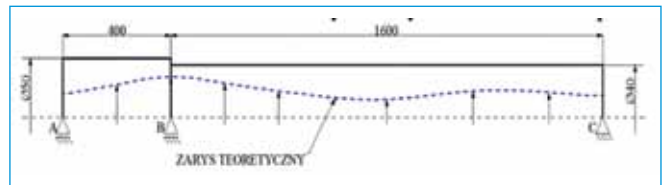


Rys. 12 Wykres momentu skręcającego

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_y} \leq k_g \quad (13)$$

$$d = 2,17^3 \sqrt{\frac{M_z}{k_g}} \quad (14)$$

Wał będzie miał dwa stopnie 50 mm i 40 mm (rys. 13). Ułatwi to pozycjonowanie elementów (sprzęgu) i pozwoli na zwiększenie sztywności. Maksymalna wymagana średnica wynosi 35,58 mm, jednak należy ją zwiększyć o co najmniej 3 mm, ponieważ na wale zostanie wykonany rowek wpustowy, służący do przeniesienia momentu obrotowego.



Rys. 13 Zarys teoretyczny wału

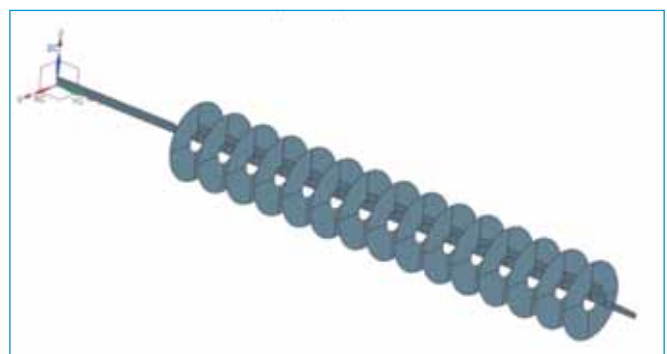
Stożek o zbieżności, będący zakończeniem wału, ma większą średnicę równą 38 mm, mniejszą 30 i długość 80 mm. Głównym warunkiem, który musi zostać spełniony przy połączeniu stożkowym, jest [8]:

$$M_s < M_T \quad (15)$$

Moment skręcający musi być mniejszy od momentu tarcia, co zostanie uzyskane poprzez wciągnięcie i za-blokowanie czopa w gnieździe wrzecionnika za pomocą śruby blokującej.

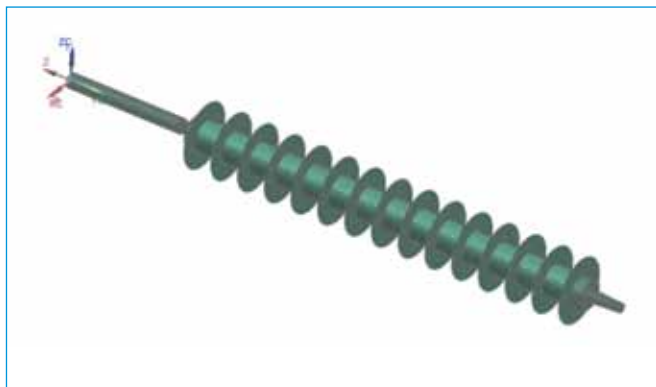
Analiza wytrzymałościowa

Do obliczeń wytrzymałościowych został przygotowany model powłokowy wału z tuleją ochronną, przekładkami



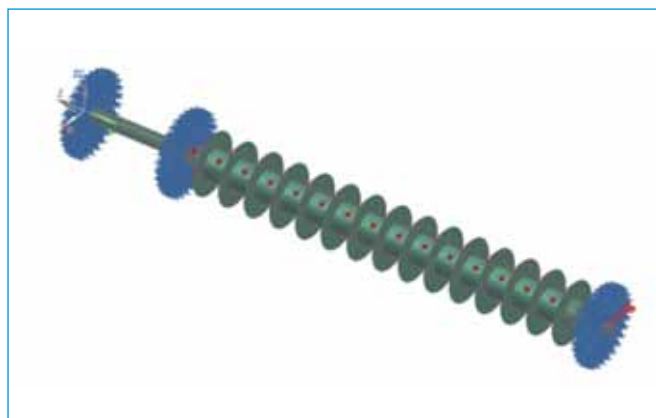
Rys. 14 Widok modelu powłokowego wrzeciona

dystansowymi i piłami tarczowymi (rys. 14). Podstawowym i najważniejszym warunkiem, który musi zostać spełniony, jest to, aby wrzeciono nie przekroczyło maksymalnego założonego ugięcia, które będzie stanowiło podstawę do określania dokładności przeprowadzanej na nim obróbki.



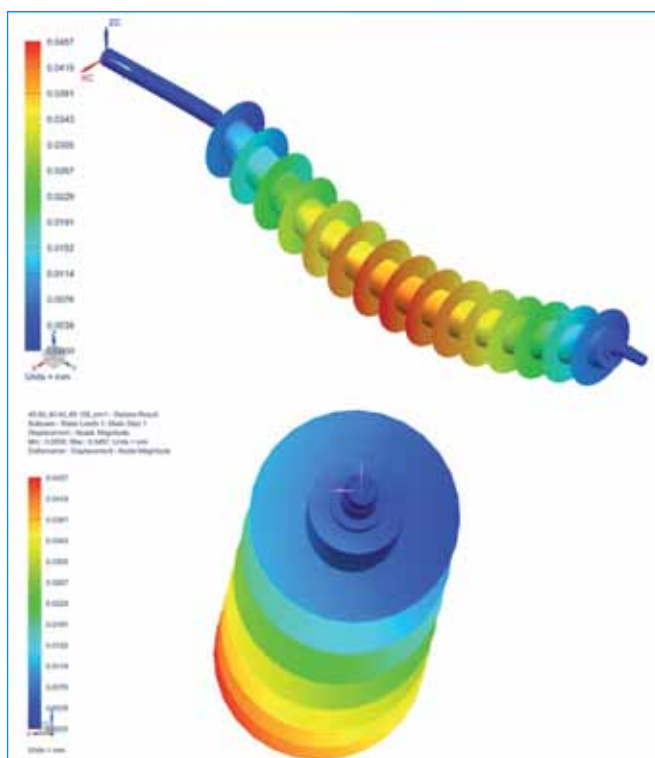
Rys. 15 Widok modelu wrzeciona z naniesioną siatką elementów skończonych

Model z naniesioną siatką (rys. 15) składa się dwóch rodzajów elementów: powłokowego (elementy dwuwymiarowe) i bryłowego (elementy trójwymiarowe). Elementy tarczowe przenoszą opory skrawania (rys. 16) zgodnie z teorią o płaskim stanie naprężenia (składowe naprężenia σ_y , τ_{xy} , τ_{zy} są równe zero) i płaskim stanie odkształcenia (składowe przemieszczenia g_{xy} , g_{zy} , e_y są równe zero [10]). Scalenie elementów 2D i 3D zostało zrealizowane przez połączenie węzłów granicznych, które przy odpowiednim dostosowaniu wielkości elementów i operacjach modelowania zostały utworzone w tym samym położeniu. Dodatkowo zostało zastosowane uproszczenie, polegające na tym, że wał, tuleja i przekładki są traktowane jako jedna część. Zmiana mogła zostać zrealizowana jedynie dlatego, że na wrzeciono nie działają żadne siły osiowe, powodujące wzajemne przesuwne komponentów.



Rys. 16 Widok modelu wału z tuleją i przekładkami z naniesioną siatką elementów skończonych i warunkami brzegowymi

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń MES wału pilarki dla przygotowanego modelu otrzymano wyniki z obliczeń, które przedstawiono na rys. 17. Maksymalne ugięcie wału wyniosło 0,05 mm.



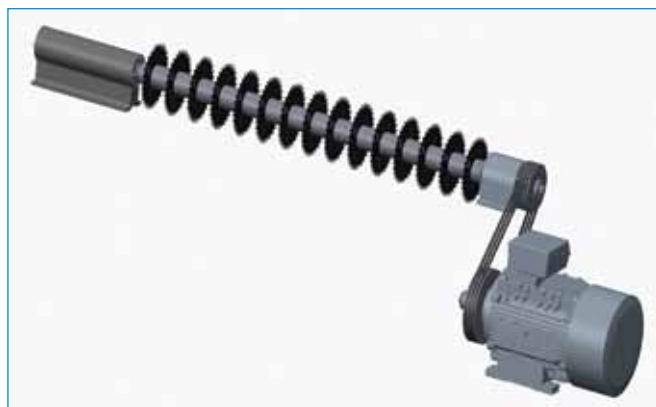
Rys. 17 Wyniki symulacji modelu wału w postaci mapy przemieszczeń

Model złożenia

Po przeprowadzeniu obliczeń i ich weryfikacji wykonane zostały modele złożenia wrzeciona (rys. 18 i 19).



Rys. 18 Widok wału z zamocowanym sprzęgiem



Rys. 19 Widok złożenia modelu wrzeciona z przekładnią pasową i silnikiem elektrycznym

Podsumowanie

Przedstawiona w powyższym artykule metodyka postępowania pozwala zaprojektować pilarkę o dowolnej szerokości roboczej, dzięki opracowaniu własnego oryginalnego modelu obliczeniowego. Z użyciem katalogów elementów znormalizowanych oraz programu CAD można zamodelować całą maszynę tego typu. Niezwykle pomocne jest użycie metody elementów skończonych, dzięki którym można sprawdzić i zoptymalizować konstrukcje już na początkowym etapie jej tworzenia.

Abstract

In the article own methodology of calculations of multi-rip saw is presented. Special consideration is taken in case of strength analysis of shaft. For this purpose original calculation model was created, by which satisfactory results were received. Overall in the article design process of such machine is presented. ■

Literatura

- [1] Staniszevska A., Zakrzewski W.: *Obróbka cięciem*, Wydawnictwo Uniwersytetu Przyrodniczego w Poznaniu, Poznań 2012.
- [2] *Katalog Paul k34*,
- [3] www.homag.com,
- [4] www.stilesmachinery.com

[5] PENNY Dobroszyce, *Katalog narzędzi do obróbki drewna*, 2015.

[6] KK-01/01, *Edycja 16, 2011-04-22, Fabryka Maszyn Elektrycznych S.A. INDUKTA*.

[7] *Poradnik konstruktora, Przekładnie pasowe ogólnego przeznaczenia z pasami klinowymi produkcji STOMIL SANOK S.A. stosowane w budowie maszyn i urządzeń, wydanie piąte, kwiecień 2012*.

[8] Krukowski A., Tutaj J.: *Połączenia odkształceniowe*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1987.

[9] Dąbrowski Z.: *Wały maszynowe*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2013.

[10] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.

Dziękuję firmie PENNY-DOBROSYCE Sp. z o.o. za zaangażowanie i wsparcie – dzielenie się swoją wiedzą techniczną i doświadczeniem w trakcie tworzenia metodyki projektowej.

Michał Krawczyński

*Michał Krawczyński
prof. dr hab. inż. Eugeniusz Rusiński
mgr inż. Piotr Odyjas
Politechnika Wroclawska
Łukasz Misterowicz*