

Bálabontó-aprítók késes-dobos aprítószervezetének kinetikai elemzése

Dr. Csatár Attila - Dr. Csorba László - Dr. Bellus Zoltán - Dr. Fenyvesi László, VM Mezőgazdasági Gépesítési Intézet
(GOP-2011-1.1.1-11-2012-0137 projekt)

Bevezetés

Az energiafelhasználás tekintetében lényegesen átalakuló világunk egyre nagyobb jelentőséget tulajdonít a mezőgazdasági melléktermékek hasznosításának. Ezek alapvetően az állattartásban, mint takarmány és alomanyag kerülnek felhasználásra, de egyre növekvő a szerepük az energetikai célú felhasználásban is. A kalászos gabonafélék szalmája hagyományos technológia esetén szögletes vagy hengeres kis- és nagybálázókkal takarítható be, míg a kukoricaszár és egyéb lágyszárúak bálázógépeit a speciális igények és a szigorú műszaki-technológiai szempontok figyelembevételével kell kiválasztani. A könnyen aprítható anyagok közé a kalászos gabonafélék szalmabálái, a lucernaszéna és réti fűszéna, míg a nehezen feldolgozhatók közé a szenázsfélék, valamint a nedves kukoricaszár és energiafű-bálák tartoznak. A bálabontó-aprítók tervezése így mind a bálák szerkezetének megbontása, mind a bontott hányad felaprítása tekintetében, összetett feladatot jelent. A berendezéseket az állattartó telepek almozási és takarmányozási műveletén túl, az erőművek tüzelőanyagának előkészítésére és a biogázüzemek kiszolgálására is használjuk. A jelentős eltéréseket mutató függesztett, vontatott, valamint stabil konstrukciók a hengeres és szögletes bálákhoz egyedi vagy univerzális kivitelben készülnek.

Cikkünk olyan behordóasztalos gépek aprításának elemzésével foglalkozik, melyek az aprítást keresztdobos megoldással végzik. A bontott anyag aprítószervezethez történő behordása lánchajtású keresztléces konstrukciókkal hidrosztatikusan történik, behúzását adagoló-előtömörítő hengerpár(ok) végzi(k), aprításukhoz mechanikus, vagy hidrosztatikus meghajtású egy vagy két aprító hengerpárt használunk. Az aprítás folyamatában konkrétan az egyedi szál és a szálás halmaz vágásának leegyszerűsített problematikáját dolgoztuk fel. Fizikai elemzésünk a műveletek alatt ébredő erő- és mozgásviszonyok meghatározásával próbál segítséget nyújtani a tervezői munkához.

A vágási folyamat kinetikai jellemzői

Egyedi szál vágásának elemzése

Mivel szálás anyagoknál az anyagba szög alatt behatoló penge mozgásának van érintő irányú komponense, ezért a vágás metszéssel is párosul. Forgó kése hengereknél ez úgy valósítható meg, hogy a penge a henger alkotójához képest α szöget zár be (2. ábra). Feltételezzük, hogy:

- a szál állandó keresztmetszetű és homogén,
- a szál tengelye merőleges a kés síkjára,
- a tengelyirányú mozgástól és a szálak kölcsönhatásától eltekintünk.

A 2. ábrán az R sugarú kör a szál keresztmetszetét, az $a_1 - a_2$ a megtámasztást

(melyet most ellenpéngével helyettesítünk), míg a $b_1 - b_2$ a mozgó pengét szemlélteti. Az α hajlásszögű mozgó penge az y tengelyvel párhuzamosan v_b sebességgel mozog, a szálát B pontban érinti, az álló penge pedig az A pontban támasztja meg. Optimális esetben az érintkezési pontokban ébredő F_A és F_B erők közös hatásvonalú, egymással ellentétes értelmű és azonos nagyságú erők-ből álló, egyensúlyi erőrendszert alkotnak. Ha ez a feltétel nem teljesül, akkor a szál elcsúszik és/vagy elcsavarodik, a vágás hatásfoka romlik. A teljesülés $\alpha = 2\rho$ feltétele az ábrából leolvasható.

A ρ szög az erőknek a normális iránytól való elhajlását jelenti. A $\alpha = 2\rho$ feltétel akkor valósulhat meg, ha az A és B pontokban igaz, hogy $\rho \leq \rho_A$ és $\rho \leq \rho_B$. Itt ρ_A és ρ_B a szál és a pengék közötti súrlódási félkúpszöget jelentik.

Vágás során a v_b sebességet, valamint annak normális és élmenti komponenseit állandónak tekinthetjük (3. ábra):

$$v_b = \omega_H \cdot R_B$$

ahol:

ω_H : a forgó kése henger szögsebessége,
 R_B : a késél B pontjának távolsága a forgástengelytől

A sebességkomponensek:

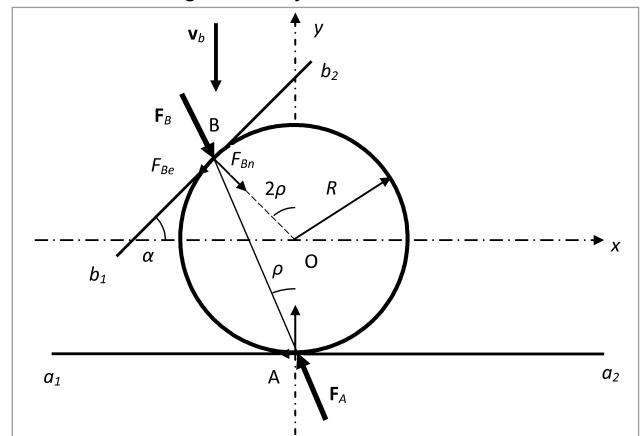
$$v_{bn} = v_b \cdot \cos\alpha$$

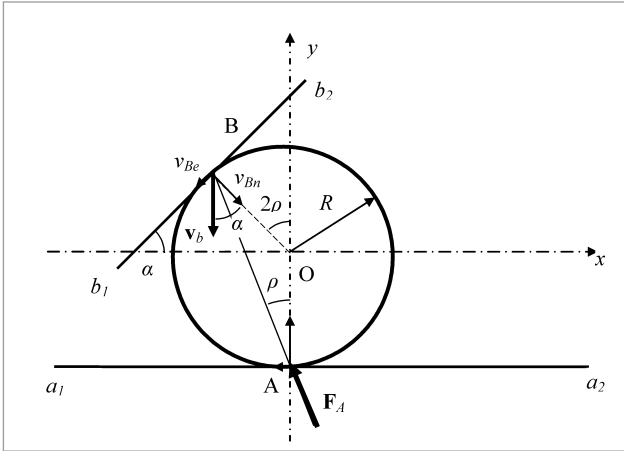
$$v_{be} = v_b \cdot \sin\alpha$$



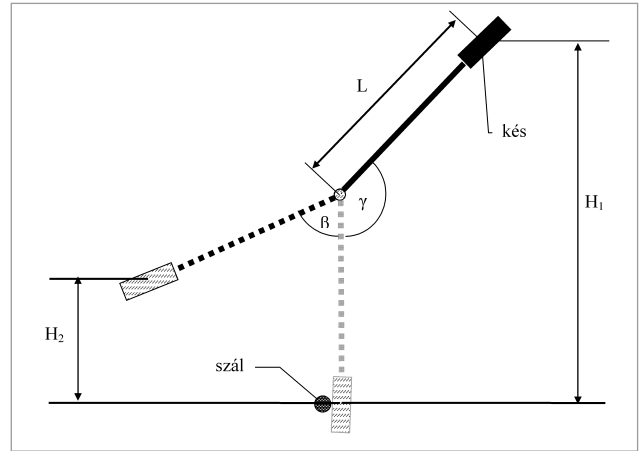
1. ábra BB Praktik stabil behordóasztalos bálabontó-aprító

2. ábra A szál vágási modellje





3. ábra A vágás erő- és mozgásvizonyai



4. ábra Vágás modellezése Charpy ingával

A késélen ébredő F erő nagysága alapvetően a növény fajtájától, érettségi fokától, nedvességtartalmától és az érintkezés időtartamától függ. Vágáskor a penge t idő alatt $y = v_b \cdot t$ távolságot tesz meg, és a szál kezdetben deformálódik. Ekkor már az F_A és F_B elméleti koncentrált erőket az érintkezési szakaszon keletkező megoszló terhelés eredőjeként kezelhetjük. A terhelőerő hatására a szálban mechanikai feszültség ébred, és a vágás a nyírási szilárdság elérése után kezdődik meg.

A vágáshoz szükséges energia kiszámítása az összes szükséges paraméter ismeretében is csak numerikus módszerekkel és egyéb közelítésekkel oldható meg. Járhatóbb út, ha a fémek törésvizsgálatánál alkalmazott Charpy inga mintájára vágókéses berendezést konstruálunk (4. ábra). A jól csapágyazott tengely körül elforgatható (L) rúdból és annak végén nagy tömegű késből álló ingát, meghatározott (H_1) magasságból indítjuk. Legnagyobb sebességét a pálya alsó pontján éri el, és az ide helyezett, megfelelő módon rögzített növényi szálát átvágja. A kezdeti helyzeti energiája mozgási energiává alakul. A vágáshoz szükséges munka csökkenti a sebességet, azaz a mozgási energiát, így amikor az inga felfelé mozdul el, felső holtpontjának (H_2) magassága nem éri el a kezdeti értéket.

A β és γ szögek mérésével a vágási munka:

$$W_v = m g L (\cos \beta - \cos \gamma) \text{ [J]}$$

ahol:

m a rúd és a kés redukált tömegét jelenti.

Az α szöggel jellemezhető ferde pengéjű késsel a metszve vágás munkája is meghatározható.

Célszerű bevezetni a fajlagos vágási munka fogalmát:

$$w_v = \frac{W_v}{A} \text{ [Jmm}^{-2}\text{]}$$

ahol

A [mm²]: az átvágott keresztmetszet területe.

A fajlagos vágási munka lehetővé teszi a különböző fajtájú és nedvességtartalmú növényi szárak átvágásához szükséges munkák összehasonlítását. Segítségével megbecsülhetjük az $F = F(y)$ vágóerő-függvény jellegét.

Ha a szálát homogénnek tekintjük, akkor minden dA elemi keresztmetszet átvágásához:

$$dW_v = w_v \cdot dA$$

munka szükséges. Így az 5. ábra bevonalkázott keresztmetszetéhez:

$$dW_v = w_v \cdot 2 \cdot \xi \cdot dy \cdot \cos \alpha$$

munka tartozik. A 4. ábrából:

$$\xi = \sqrt{R^2 - (R - y \cdot \cos \alpha)^2}$$

A megfelelően kis dy sávban a megoszló vágóerő állandónak tekinthető, $F(y)$ eredőjének munkája:

$$dW = \mathbf{F}(y) dy = F(y) dy \cdot \cos(\alpha - \rho_2)$$

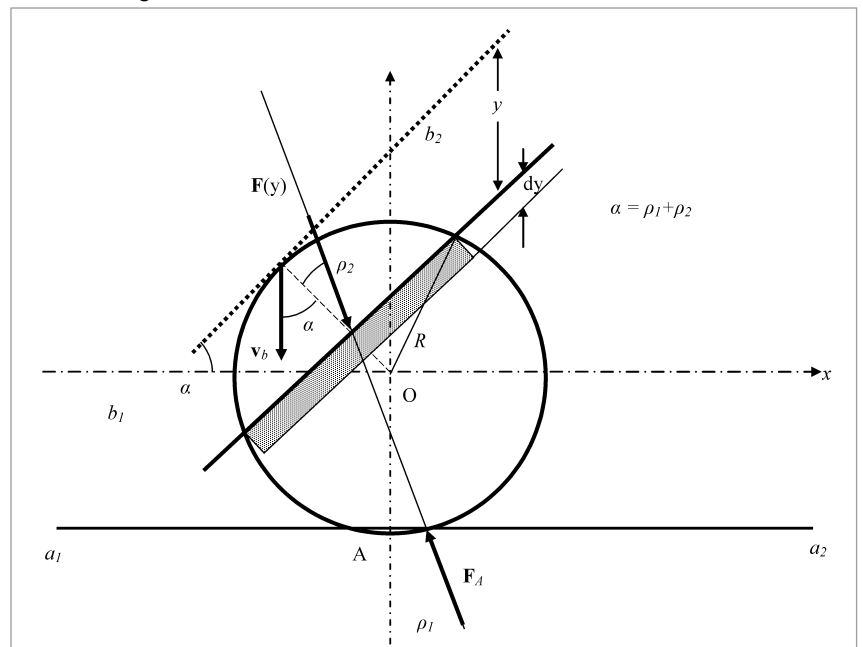
Mivel ez a munka azonos a fenti dW összefüggéssel, ezért:

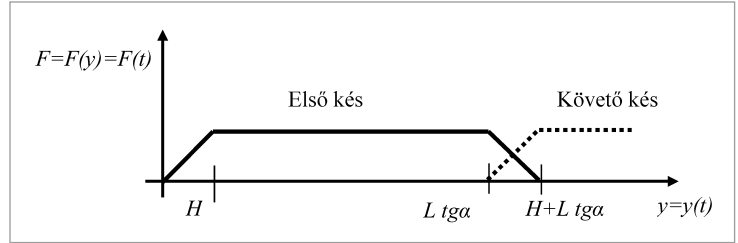
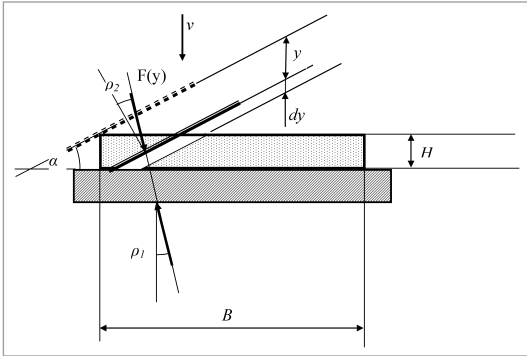
$$F(y) = 2 \frac{\cos \alpha}{\cos(\alpha - \rho_2)} \cdot w_v \cdot \sqrt{R^2 - (R - \cos \alpha \cdot y)^2}$$

A halmaz vágása

A szecskázandó anyag a vágókés alá tömörített halmaz formájában kerül. A közelítőleg téglalap alakú $A_t = B \cdot H$ kereszt-

5. ábra A vágási munka értelmezése





7. ábra Az $F = F(y)$ függvény értelmezése

6. ábra A vágási keresztmetszet modellezése

metszetben a növényi szálak mellett a hézagterefogatot levegő tölti ki (6. ábra). A vágási munka szempontjából számításba veendő területet az $A_{sz} = \kappa \cdot A_t$ összefüggésből számoljuk, ahol κ mérésrel meghatározható a viszonyszám.

A teljes keresztmetszet átvágásához szükséges munka:

$$W_{iv} = w_v \cdot \kappa \cdot A_t [J]$$

A vágás változó nagyságú $F(y)$ erő mellett történik. Ennek meghatározása az egyedi szál vágásának elemzésénél alkalmazott módon történhet:

$$F(y) = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \rho_2)} w_v \cdot y,$$

ha $0 \leq y < H$.

$$F(y) = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \rho_2)} w_v \cdot H = const,$$

ha $H \leq y < L \cdot tg \alpha$.

$$F(y) = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \rho_2)} w_v \cdot (H + L \cdot tg \alpha - y),$$

ha $L \cdot tg \alpha \leq y \leq H + L \cdot tg \alpha$.

Az $F = F(y)$ függvény három egyenes szakaszból áll (7. ábra).

Ahol az $F(y) =$ állandó, ott a dobtengelyt terhelő nyomaték is állandó, így a vágás teljesítményigénye is állandó. A hatásfok ekkor a legkedvezőbb, míg ellenkező esetben a változó nagyságú nyomaték a dob járását egyenlőtlené teszi, újbóli felgyorsítása pedig veszteséget okoz. Ha a palástra szerelt késeket $L \cdot tg \alpha$ távolságban helyezük el, akkor az aprítás elvben állandó teljesítményfelvétel mellett zajlik. Az állandó értéket az $L \cdot tg \alpha$ és $H + L \cdot tg \alpha$ intervallumban a két késen ébredő erő összege adja. A szálhossz beállításának egyik lehetősége a késtávolságok megválasztása. Ha emiatt ritkítjuk a késeket, akkor a szükséges korrekciót az α szög növelésével lehet végrehajtani.

A szálhossz elméleti értéke az előtolási sebesség és a vágások között eltelt idő függvénye:

$$l_{sz} = \frac{d_a \pi n_d}{z_k n_a}$$

ahol:

n_d a késes dob fordulatszáma [min^{-1}],

n_a az adagoló-tömörítő henger fordulatszáma [min^{-1}],

d_a az adagoló-tömörítő henger átmérője [mm],

l_{sz} a szál elméleti hosszúsága [mm],

Z_k a kések száma a kerület mentén [-].

A halmaz vágás előtti mozgata

A behordóasztal végén elhelyezkedő hengerpár(ok)ból álló adagoló szerkezet feladata a lágyszárú anyagok aprítótérbe rendezett és előtömörített formában történő behúzása (Kajtár, 2010). A hengerek átmérőjének meghatározásakor két feltétel kompromisszumával számolunk:

- az átmérő növelése megakadályozza az anyag hengere(ke)n történő megcsúszását, és
- az átmérő csökkentése a vágási veszteségeket (az adagolószerkezet minél közelebb legyen az aprító részegységhez) mérsékli.

A kompromisszumot az adagoló-tömörítő hengerek felületének speciális kialakítása (pl. bordázása stb.) vagy többlépcsős adagolórendszer megvalósítása jelentheti. A hengerek palásfelületén ébredő erőviszonyokat a 8. ábra alapján értelmezzük (Szendrő, 2000).

Feltételezésünk az, hogy az anyaghalmaz okozta felületi terhelés eredője az ε átfogási ív harmadának irányvonalában értelmezett. Az anyagbehúzás feltétele akkor valósul meg, amikor az anyaghalmaz és a henger érintkezésének hatására ébredő súrlódási erő vízszintes komponense nagyobb, vagy egyenlő a felületi terhelés hasonló irányú összetevőjénél:

$$F_{SH} \geq F_H$$

Az ábra alapján részletezve:

$$\mu \cdot F \cdot \cos \lambda \geq F \cdot \sin \lambda$$

és:

$$\mu = \frac{\sin \lambda}{\cos \lambda}, \quad tg \rho \geq tg \lambda, \quad \rho \geq \lambda$$

A tömörítés mértékét a 9. ábra jelöléseivel határozzuk meg.

A tömörítés hatására bekövetkező anyagvastagság-különbség:

$$\Delta b = B - b = 2r(1 - \cos \varepsilon)$$

és az adagoló-tömörítő henger átmérője:

$$d = \frac{\Delta b}{1 - \cos \varepsilon}$$

ahol:

ε a tömörítési szög.

Ennek maximális értéke (Terplán, 1962) alapján:

$$tg \varepsilon_{max} = \mu,$$

ahol:

μ a halmaz és a henger közötti súrlódási tényező.

Kísérleti adatok szerint ε nagysága megközelítőleg $17-30^\circ$. A halmaz sebessége a tömörítő hengerek kerületi sebességével azonosnak tekinthető.

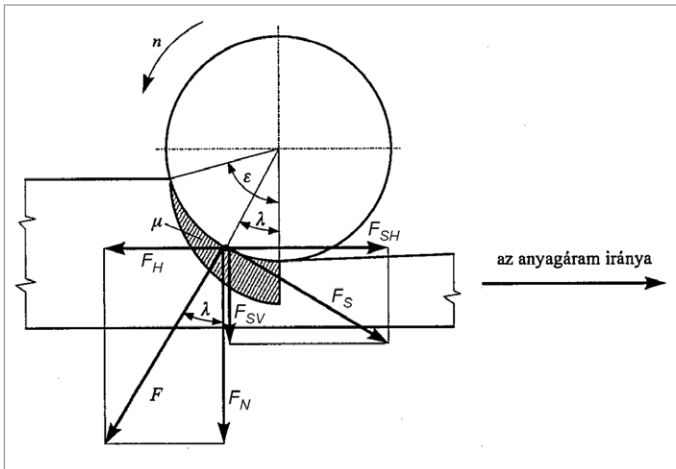
Az adagoló-tömörítő hengerek és a késes dob fordulatszámának viszonya

Az említett szerkezeti elemek viszonyát az alábbiak szerint értelmezzük. A késes dob két egymást követő pengéjéhez tartozó β középponti szög nagysága:

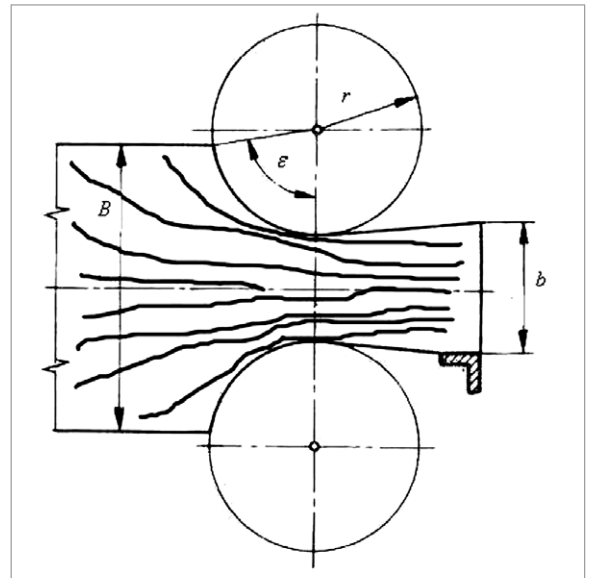
$$\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z_k} [\text{rad}]$$

Az ω_D [s^{-1}] szögsebességgel forgó dob ezt a szöget $t = \beta / \omega_D$ [s] idő alatt teszi meg. Ezen idő alatt a v_a [mms^{-1}] sebességgel mozgó halmaz által megtett út $l_{sz} = v_a \cdot t$ [mm], az adagoló-tömörítő henger kerületi sebessége pedig $v_a = r \cdot \omega_T$ lesz.

A szögsebességek és a fordulatszámok közötti:



8. ábra Az adagoló-előtömörítő erőviszonyai



9. ábra A tömörítés értelmezése

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

kapcsolatot felhasználva és a t időt kiküszöbölve, majd rendezve a késes aprító és az adagoló-tömörítő hengerek fordulatszámviszonya az:

$$\frac{n_d}{n_a} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{l_{sz} \cdot z_k}$$

sebességviszonya pedig a:

$$\frac{v_d}{v_a} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d}{l_{sz} \cdot z_k}$$

összefüggés szerint alakul.

Összefoglalás

A behordóasztalos és késes kereszt-dobos konstrukció vágási folyamatának elemzésekor a kés anyagba hatolását a részegységek geometriai és kinematikai jellemzőinek alapján modelleztük. Az elemi szál csúszás- és csavarodásmentes vágását a rajta ébredő egyensúlyi erőrendszer alapján értelmeztük, teljesülését a kés hajlás-, valamint a kés és a szál közötti súrlódás félküpszögének alapján definiáltuk. A vágást az elemi szál nyírási szilárdságának elérése után értelmeztük, megvalósításához az érintkezési szakaszon működő egyensúlyi erőrendszer koncentrált erőit megoszoló terheléssel helyettesítettük. Az elemi szál átvágásához szükséges $dW = \mathbf{F}(\mathbf{y})d\mathbf{y}$ munkát a Charpy inga modelljének alapján határoztuk meg. A fajlagos vágási munka bevezetésével a különböző fajtájú és fizikai tulajdonságú növényi szárak átvágásához szükséges munkák összehasonlításának lehetőségét teremtettük meg. Az előtömörített halmazzal közelített valóságos anyag vágá-

sát az elemi szál esetén felírt összefüggésekből vezettük le, majd a késes dobos ébredő nyomatékok és a vágás teljesítményigényét a késosztás szerinti $\mathbf{F}(\mathbf{y})$ függvény alapján kezeltük. Az anyagbehúzás feltételét a halmaz és a henger érintkezésekor ébredő súrlódási erő és a halmaz okozta felületi terhelés egyirányú komponenseinek viszonyaként definiáltuk. Az adagoló-előtömörítő henger átmérőjének megállapításához a tömörítés utáni anyagvastagságot, valamint a tömörítési és súrlódási szögeket, a késes dob és az előtömörítő-adagoló henger fordulatszámviszonyának felírásához pedig a részegységek geometriai adatait és kinematikai jellemzőit használtuk fel. A keletkező aprítékok méretét és azok eloszlását a folyamat környezeti jellemzőinek függvényében kialakuló, összetett valószínűségi változóként kezeljük. Az elemzéssel meghatározott kinetikai és kinematikai összefüggések a gyakorlati tervezéshez nyújtanak segítséget.

Summary

The penetration of the knife into the material in case of feeding table and knife equipped cross-barrel version was analyzed based on the geometric and kinematic properties of the components. The no slip no torsion cutting of the fiber was defined based on the equilibrium of forces acting on it, and its occurrence was defined based on knife bending and the friction angle value. Cutting was defined after reaching the shear strength of the fiber, and to realize it we substituted the concentrated forces arising on the shear line with a distributed force system. The work $dW = \mathbf{F}(\mathbf{y})d\mathbf{y}$ needed to cut the fiber was determined based on Charpy pendulum test model. By using specific cutting work it became possible to

compare the work needed to cut different type of fibers having different physical properties. Cutting the real material approximated by a pre-compressed sample material was derived based on the cutting of elemental fibers, and then the torque realized because of the cutting process and the power need of cutting was determined based on the $\mathbf{F}(\mathbf{y})$ function related to knife division. The conditions needed for retraction were defined based on the ratio of the same directional components of forces arising between the cylinder and the material assembly. To determine the diameter of the feeding-pre compressing cylinder the material sample thickness after the compression and the frictional angles were used. To determine the ratio of speed of feeding cylinder and the knife cylinder the geometrical data of components and the kinematical properties were used. The size of the slices and the size distribution is modeled as a probability function of the process variables. The kinematical and kinetical relations defined by this way helping the practical design of such machines. Kinetic and kinematic correlations obtained by the analysis facilitate the design practice.

Lektorálta: Dr. Lengyel István

Irodalomjegyzék

- [1] Kajtár, (2010): Járvaszecszkázók belső munkafolyamatainak analízise. SZIE MGK, Gödöllő, Doktori (Ph.D) értekezés, 117 p.
- [2] Szendrő, P. (2000): Mezőgazdasági gépszerkezet. Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó, Budapest, 662. p.
- [3] Terplán, (1962): Pattantyús – Gépész- és villamosmérnökök kézikönyve 5. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1078 p.