3. Оценка эксплуатационных свойств резинометаллических соединений / С.Н. Зыбайло, Ю.Р. Эбич, Ю.В. Емельянов, М.К. Шолин // Вопр. химии и хим. технологии. – 2005. – №3 . – С.115-118.
4. Байерсдорф Д. Крепление резины к металлу с помощью связующих систем «Хемосил» // Каучук и резина. – 1996. – №6. – С. 3-7.
5. Новий клей для виготовлення гумометалевих виробів / Євчик В.С., Кузьменко М.Я., Лотаков В.С. // Хімічна промисловість України. – 2000. – № 3. – С. 58-61.
6. Влияние комбинаций олигоизоцианата Пума с пленкообразователями на технологические свойства клеевых композиций / Зыбайло С.Н., Эбич Ю.Р, Емельянов Ю.В. // Вопр. химии и хим. технологии. – 2005. – №6. – С. 139-142.
7. Акбаев И. Крепление резиновых смесей к металлу // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – 2002. – Вып. 31. – С. 180-193.

УДК 631.363

Кіряцев Л.О., Романюха І.О.

ПОДРІБНЮЮЧИЙ МЕХАНІЗМ КОВЗНОГО РІЗАННЯ

Предложена конструкция режущего аппарата, который обеспечивает скользящее продольное и поперечное резание потока материала с минимальными динамическими нагрузками, более стабильно заданные размеры частиц измельченного материала, нейтрализацию осевой нагрузки на опоры.

THE SLIDING CUTTING MECHANISM

Cutting device construction, which provides sliding lengthwise and cross cutting of material stream with minimal dynamic loads, more stable adjusted scantling particles of the crushed material, neutralization of axial load on drum, is offered.

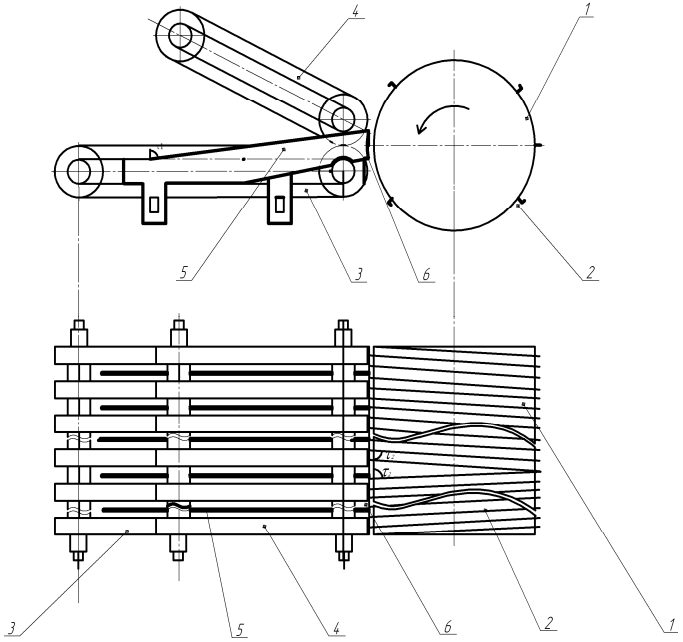
Проблема. Питомі витрати енергії на подрібнення стеблових кормів сучасними механізмами залежно від їх вологості і ступеню подрібнення знаходяться в межах від 7 до 15 кВт на тонну маси. Враховуючи величезні об'єми стеблових кормів, які підлягають подрібненню різанням перед згодовуванням, та значну енергоємність процесу подрібнення, проблема удосконалення та створення нових (менш енергоємних) ріжучих робочих органів є актуальною.

Мета дослідження – розробити різальний робочий орган, який поєднував би можливості ковзного різання дискових апаратів з криволінійним лезом і відсутність в ньому осьового навантаження та незначне динамічне навантаження барабанних ріжучих органів та зменшив би діапазон відхилення розмірів часток отриманої різки від заданих.

Результати досліджень. Для вирішення цієї проблеми пропонується схема подрібнювального механізму грубих кормів (рис. 1), яка складається з подаючого механізму з ножами (перша стадії подрібнення) і різального барабана з протирізальною пластиною (друга стадія подрібнення).

Механізм першої стадії подрібнення складається з пасових подаючого 3 і ущільнюючого 4 транспортерів та поздовжніх ножів 5. Ножі вмонтовані між пасами подаючого транспортера і їх леза, в зоні під ущільнюючим транспортером, мають поступовий підйом під кутом $\tau_1 = (75…85)^o$ над поверхнею пасів транспортера в напрямку до ріжучого барабана 1. Кінці поздовжніх ножів на виході з механізму подачі входять в щілини між пасами ущільнюючого транс-

портера 4 таким чином, що при подачі мінімальної товщини шару α_{min} грубих кормів зазор між лезами ножів і валом ущільнюючого транспортера повинен бути не менше 0,5-1,0 мм, а при подачі корму максимальної товщини шару α_{max} леза ножів повинні входити між пасами на глибину не менше 1,0 мм. Торці поздовжніх ножів на виході з механізму подачі виконані дугою радіусом R (повторюють траєкторію руху лез ножів різального барабана). Конструкція ущільнюючого транспортера 4 аналогічна конструкції подаючого транспортера 3. Довжина його складає 0,3-0,4 довжини подаючого. Товщина пасів дорівнює α_{max}. Ведений вал ущільнюючого транспортера 4 підпружинений.



1 – різальний барабан; 2 – ніж різального барабана; 3 – пасовий подаючий транспортер; 4 – пасовий ущільнюючий транспортер; 5 – поздовжній ніж; 6 – протирізальна пластина

Рис. 1 – Схема подрібнюючого механізму

Друга стадія подрібнення складається з різального барабана 1 та протирізальної пластини 6. Ножі 2 різального барабана встановлені під кутом $\tau_2 = (70…80)^o$ до протирізальної пластини. Вісь барабана, як завжди, має перевищення над протирізальною пластиною.

Робота запропонованого подрібнювального механізму полягає в наступному. Подрібнюваний матеріал переміщується подаючим транспортером 3 на ділянку першої стадії подрібнення (між подаючим 3 та ущільнюючим 4 транспортерами). Попадаючи на поздовжні ножі 5, кут ковзання τ_1 яких більший за кут тертя f матеріалу по лезу, потік маси, починаючи з її нижніх шарів, розрізається ковзним різанням на окремі повздовжні складові, і цей процес розрізання закін-

чується на виході з транспортерів. На протирізальну пластину 6 подається декілька (залежно від числа повздовжніх ножів) потоків маси. При подальшому переміщенні потоки маси перерізаються поперек руху ножами 2 різального барабана 1. Кут ковзання τ_2 лез ножів різального барабана виконано за величиною більше кута f тертя матеріалу об леза, що також забезпечує ковзне різання. Боковому зсуву матеріалу по протирізальній пластині запобігають вертикальні торці кінців повздовжніх ножів, які виконані за формою траєкторії лез ріжучого барабана, що стабілізує довжину різки. Більш точну відповідність розмірів отриманих часток заданим забезпечує також поздовжнє і поперечне різання матеріалу з однієї подачі.

Для нейтралізації осьового навантаження на вал, яке виникає в результаті взаємодії косо поставлених ножів барабана з матеріалом, ножі на барабані змонтовані у вигляді шеврона.

Таким чином, подрібнювальний механізм, що запропоновано, виконує наступне:

- забезпечує ковзне повздовжнє (перша стадія) і поперечне (друга стадія) різання потоку матеріалу, що значно зменшує роботу на подрібнення матеріалу;
- і на першій і на другій стадіях різання здійснюється з мінімальними динамічними навантаженнями, величина яких залежить тільки від рівномірності подачі подрібнюваної маси в механізм;
- повздовжнє і поперечне різання потоку матеріалу забезпечує більшу відповідність розмірів часток заданим;
- установка ножів на ріжучому барабані за шевронною схемою усуває осьові навантаження на опори барабану.

Порівняємо необхідну потужність приводу запропонованого подрібнювального механізму N_n з потужністю приводу традиційного барабанного різального апарата $N_б$.

Потужність приводу подрібнювального механізму, що запропоновано, можна визначити за формулою

$$N_n = N_{р.б.} + N_{под} + N_x + N_{р.п.}, \qquad (1)$$

де $N_{р.б.}$ – потужність приводу різального барабана, Вт;
$N_{под}$ – потужність приводу механізму подачі, Вт;
N_x – потужність приводу, яка витрачається на холостий хід, Вт;
$N_{р.п.}$ – потужність приводу механізму поздовжнього різання, Вт.

Оскільки згідно теорії різальних машин [1, 2]

$$N_{р.б.} + N_{под} + N_x = 5/3 M_{р.б.}\omega,$$

при $N_{р.п.} = P_{р.п.}v$ можна записати

$$N_n = 5/3 M_{р.б.}\omega + P_{р.п.}v, \qquad (2)$$

де $M_{р.б.}$ – момент різання на різальному барабані, Н·м;
ω – кутова швидкість різального барабана, с$^{-1}$;
$P_{р.п.}$ – зусилля повздовжнього різання, Н;
v – швидкість подачі матеріалу, м/с .

Ріжучий момент $M_{р.б.}$ барабана визначимо за формулою

$$M_{р.б.} = P_{р.б.} R_б = qbR_б, \tag{3}$$

де $P_{р.б.}$ – сила різання ріжучого барабана, Н;

$R_б$ – радіус різання барабана, м;

q – нормальний питомий тиск різання матеріалу барабаном при куті τ_2, Н/м;

b – ширина горловини подаючого механізму, м.

Нормальний питомий тиск різання ножами різального барабана при куті ковзання $\tau_2 = (70…80)^o$ за даними [1] $q = (0{,}27…0{,}36)q_0$, де q_0 – нормальний питомий тиск різання при $\tau = 0$.

Зусилля повздовжнього різання становить

$$P_{р.п.} = q_1 \alpha n, \tag{4}$$

де q_1 – нормальний питомий тиск різання повздовжнім ножем при куті τ_1, Н/м;

α – висота горловини, м;

n – кількість повздовжніх ножів, шт.

Нормальний питомий тиск різання повздовжнім ножем при куті ковзання $\tau_1 = (75…85)^o$ за даними [1] $q_1 = (0{,}23…0{,}32)q_0$.

З урахуванням виразів (3), (4) формулу (2) можна записати в такому вигляді

$$N_n = 5/3qbR_б\omega + q_1\alpha nv. \tag{5}$$

Підставляючи дані q та q_1 для конкретних кутів τ_1 і τ_2, вираз (5) можна записати в наступному вигляді

$$N_n = 5/3(0{,}27...0{,}36)q_0bR_б\omega + (0{,}23...0{,}32)q_0\alpha nv. \tag{6}$$

За умови, що середнє значення α дорівнює приблизно 0,05 м, $n = b/L$ (де L – задана довжина часток подрібнювального матеріалу), а $v = L\cdot\omega\cdot R_б / b\cdot\mathrm{tg}\tau_1$, потужність приводу запропонованого подрібнювального механізму можна визначити за формулою

$$N_n = 5/3(0{,}27...0{,}36)q_0bR_б\omega + (0{,}001...0{,}0016)q_0\omega R_б / \mathrm{tg}\,\tau_1. \tag{7}$$

Потужність приводу традиційного барабанного різального апарата, який має найбільше поширення для різання стеблових кормів, при тій же подрібнюваній масі і тих же розмірах горловини, барабана, довжині різки та матеріалів ножів і протирізальної пластини можна визначити наступним чином

$$N_б = 5/3M_{б.р.б.}\omega = 5/3q_бbR_б\omega, \tag{8}$$

де $M_{б.р.б.}$ – момент різання на серійному барабані;

$q_б$ – нормальний питомий тиск різання для серійного барабанного різального апарату, для якого $\tau = (24…30)^o$.

В цьому випадку, згідно [1], $q_б = (0{,}7…0{,}75)q_0$.

Таким чином,

$$N_б = 5/3(0{,}7...0{,}75)q_0bR_б\omega. \tag{9}$$

Порівняємо вирази (7) і (9), визначивши відношення потужностей приводу запропонованого подрібнювального механізму до приводу традиційного барабанного різального апарата.

$$N_n / N_б = (0{,}27...0{,}36)/(0{,}7...0{,}75) + (0{,}001...0{,}0016)/1{,}67b\,\mathrm{tg}\,\tau_1. \tag{10}$$

Вираз (10) підтверджує, що потужність приводу запропонованого подрібнювального механізму значно менша потужності приводу традиційного барабанного різального апарата.

Висновки. 1. Різальний апарат, що запропоновано, забезпечує ковзне повздовжнє і поперечне різання потоку матеріалу з мінімальними динамічними навантаженнями, більш сталий заданий розмір часток подрібненого матеріалу і нейтралізує осьові навантаження на опори барабана.

2. Виконані теоретичні викладки підтверджують перевагу цього різального апарату над традиційним барабанним.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. – Л.: Колос, 1978.
2. Завражнов А.И., Николаев Д.И. Механизация приготовления и хранения кормов. – М.: Агропромиздат, 1990.

УДК 631.3.001.4

Козаченко О.В., Блезнюк О.В., Басенко Л.І.

МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ГІДРОПРИВОДАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Для минимизации потерь рабочей жидкости при аварийных разгерметизациях гидроприводов машин рассчитана зависимость величины снижения рабочей жидкости в гидробаке от производительности гидронасоса.

METHODS OF REDUCTION OF LOSSES OF OPERATING FLUID IN FLUID DRIVES OF FARM MACHINES

For minimization of losses of operating fluid at abnormal depressurizations of fluid drives of machines dependence of size of reduction of operating fluid in a hydraulic reservoir on efficiency of a hydraulic pump is calculated.

Сучасні машини обладнані об’ємними гідроприводами, що забезпечують роботу протягом 8-12 тисяч мотогодин. Динамічні показники об’ємних гідроприводів виключають негативний вплив нерівномірності передачі крутного моменту на надійність робочих органів машин.

Одним з недоліків гідросистем є втрати робочої рідини під час розривів трубопроводів. Ці втрати особливо відчутні для потужних гідравлічних систем, які мають великі ємності для робочої рідини та працюють із значним робочим тиском.

Сучасні пристрої і системи для зменшення втрат робочої рідини при аварійній розгерметизації гідроприводів машин мають різні конструктивні особливості та технічні характеристики.

Система аварійного захисту гідроприводу, робота якої заснована на пневмогідравлічному ефекті розриву потоку робочої рідини, показана на рис. 1 [1].

Така система аварійного захисту гідросистеми включає додаткову відбірну трубу 3, що встановлена на верхній кришці гідробаку, нижній кінець якої занурений у робочу рідину до мінімально допустимого технологічного рівня, а вер-