

Полищук В.Ю., Сагитов Р.Ф.

ОСОБЕННОСТИ ШНЕКОВОГО ПРЕССУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА МАСЛОТЖИМНОГО ПРЕССА

В настоящей статье рассматривается математическая модель течения маслянистого материала в канале шнекового маслоотжимного пресса. Представленная модель позволяет определить четыре параметра эффекта – производительность прессующего механизма (по мятке), мощность сил полезного сопротивления, энергоёмкость процесса отжима и усилие, действующее на рабочие органы (осевую силу или крутящий момент). Описанная математическая модель после ее верификации может быть использована для оптимизации прессующих механизмов на стадии эскизного проектирования маслоотжимных прессов.

Шнековый механизм маслоотжимного пресса реализует процесс отделения жидкой среды из дисперсной системы. Для его осуществления корпус шнекового цилиндра имеет отверстия, конструкция которых допускает свободный отток масла, препятствуя прохождению через отверстия твердой дисперсной фазы. Отток масла приводит к изменению расхода прессуемого материала вдоль шнекового канала, что оказывает влияние на характер его взаимодействия с рабочими органами. Это необходимо учитывать при определении мощности сил полезного сопротивления отжиму масла.

Такая задача может быть решена с использованием результатов полученных при построении математической модели процесса экструдирования кормов [1].

В соответствии с результатами исследований [2,3] считаем прессуемый материал псевдопластическим. Течение такого материала можно описать реологическим уравнением Оствальда-де Виля [4]

$$\tau = \mu' \dot{\gamma}^n, \quad (1)$$

где μ' - коэффициент консистенции, зависящий от маслосодержания прессуемого материала, его температуры и влажности;
 $\dot{\gamma}$ - скорость сдвига прессуемого материала;
 n - индекс течения.

Константы μ' и n обычно справедливы для ограниченного диапазона скоростей и требуют экспериментального определения.

Схема прессующего механизма показана на рис. 1.

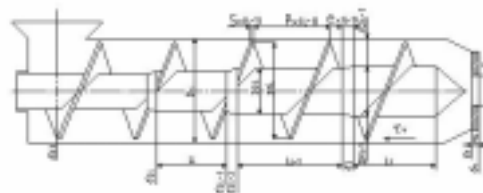


Рис. 1 Схема прессующего механизма

Ранее при описании шнекового прессующего механизма нами был использован принцип его деления на секции [1]. В общем случае секцией назовем элементарный шнековый прессующий механизм с условно постоянными параметрами процесса прессования. Секция может оканчиваться диафрагмой, либо компрессионным затвором – участком механизма, на котором лопасть шнека прерывается и проходное сечение уменьшается. Компрессионный затвор может быть фиктивным, если параметры процесса прессования изменяются при непрерывных лопастях шнека.

Диафрагму, как и ранее [1], полагаем эквивалентной компрессионному затвору и вместе с прилегающей частью шнека считаем первой секцией прессующего механизма. В некоторых конструкциях шнековых маслоотжимных прессов диафрагма аналогична по конструкции компрессионному затвору. Число всех секций, составляющих прессующий механизм маслоотжимного пресса, обозначим через I .

Используя результаты, полученные для шнекового пресса-экструдера в работе [1], для каждой i -й секции можно получить уравнения взаимодействия прессуемого материала с прессующим механизмом с учетом оттока масла из дисперсной системы в предположении, что расход прессуемого материала

ла Q_i скачкообразно изменяется в сечении перед i -м компрессионным затвором до величины Q_{i-1} и сохраняется постоянным до сечения перед m компрессионным затвором.

Для оценки уменьшения расхода прессуемого материала между i -й и $(i-1)$ -й секциями прессующего механизма введем коэффициент отвода масла

$$k_i = \frac{Q_{i-1}}{Q_i} = 1 - \frac{Q_{oi}}{Q_i - \sum_{j=i+1}^I Q_{oj}}, \quad (1)$$

где Q_i - подача прессуемого материала в i -ю секцию прессующего механизма;

Q_{oi} - расход отвода масла из i -й секции.

Тогда для i -й секции прессующего механизма можно записать систему уравнений взаимодействия прессуемого материала с прессующим механизмом [1,5] в виде

$$\begin{cases} Q_i = \frac{D_{li}^2 - D_{2i}^2}{8} (p_{xi} - s_{xi}) \epsilon_{\delta i} \omega \rho_i K_{ni} \left(1 - \frac{\sigma_{2i-1} - \sigma_{2i}}{\Delta \sigma_i} \right) - \\ - \frac{\rho_i (\sigma_{2i-1} - \sigma_{2i})}{W_{yj} \mu_{yj}}; \\ Q_{i-1} k_i = \frac{\rho_i (\sigma_{2i-1} - \sigma_{2i-2})}{W_{zi} \mu_{zi}}; \\ Q_i = \frac{Q_{i-1}}{k_i}; \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, I \quad (2)$$

где $\Delta \sigma_i = \frac{2\pi D_c^2 \omega \mu_{si} L_i}{(D_{li} - D_{2i})^2 (p_{xi} - s_{xi})}$

максимальное приращение нормального напряжения в прессуемом материале, которое может развить i -я секция; D_{li}, D_{2i} - соответственно внешний диаметр шнека и диаметр цилиндрического сердечника; D_c - диаметр контактной с прессуемым материалом цилиндрической поверхности корпуса; p_{xi}, s_{xi} - шаг и осевая толщина винтовой нарезки; L_i - длина i -й секции; $\epsilon_{\delta i}$ - коэффициент перемещения материала в винтовом канале [5]; ω - угловая скорость шнека; ρ_i - плотность материала; K_{ni} - коэффициент заполнения шнека прессуемым материалом; $\sigma_{2i-1}, \sigma_i, \sigma_{2i}, \sigma_{2i-2}, \sigma_0$ - нормальное напряжение в поперечном сечении прессующего механизма соответственно перед i -м компрессионным затвором, перед диафрагмой, в начале i -й секции шнекового прессующего механизма, после компрессионного затвора i -й секции и на выходе из диафрагмы (обычно $\sigma_0 = 0$), W_{yj} - коэффициент сопротивления утечек в зазоре между шнеком и цилиндрической, контактной с прессуемым материалом, поверхностью корпуса [5]; W_{zi}, W_{zi} - коэффициенты сопротивления течению прессу-

емого материала в кольцевом компрессионном затворе и в диафрагме [5];

$\mu_{si} = \mu'(\dot{\gamma})^{n-1}, \mu_{yj}, \mu_{zi}, \mu_{zi}$ - эффективная вязкость прессуемого материала соответственно в винтовой полости, в зазоре утечек, в кольцевом компрессионном затворе и в диафрагме.

Скорость сдвига $\dot{\gamma}$ в прессуемом материале в пределах каждой из перечисленных выше областей данной секции принята постоянной. Также приняты постоянными геометрические параметры механизма в пределах секции.

Для секции без компрессионных затворов, у которых параметры изменяются только на границе двух смежных секций, второе уравнение системы (2) заменяется условием

$$\sigma_{2i-1} - \sigma_{2i-2} = 0; \quad W_{zi} = 0; \quad i = 2, \dots, I. \quad (3)$$

Всего в системе (2) имеется $2I$ уравнений с $2I$ неизвестными для секций, составляющих весь прессующий механизм.

Исключив из системы (2) напряжения и приведя производительность секций прессующего механизма к подаче прессуемого материала в пресс, то есть $Q = Q_i$ получим уравнение

$$\left(\sum_{i=1}^I \frac{\prod_{j=i}^I k_j}{F_i} + \sum_{i=1}^I \frac{\prod_{j=i+1}^I k_j}{D_i + E_i} \right) Q = \sum_{i=1}^I \frac{B_i}{D_i + E_i} + \sigma_{2I}, \quad (2)$$

где σ_{2I} - нормальное напряжение в поперечном сечении грузочного устройства.

Нормальное напряжение в поперечном сечении потока материала после компрессионного затвора $(i+1)$ -й секции прессующего механизма определено зависимостью

$$\sigma_{2i} = \left(\sum_{j=1}^i \frac{\prod_{j=i}^I k_j}{F_j} + \sum_{j=1}^i \frac{\prod_{j=i+1}^I k_j}{D_j + E_j} \right) Q - \sum_{j=1}^i \frac{B_j}{D_j + E_j}, \quad (5)$$

а перед i -м компрессионным затвором

$$\sigma_{2i-1} = \left(\sum_{j=1}^{i-1} \frac{\prod_{j=i}^I k_j}{F_j} + \sum_{j=1}^{i-1} \frac{\prod_{j=i+1}^I k_j}{D_j + E_j} \right) Q - \sum_{j=1}^{i-1} \frac{B_j}{D_j + E_j}. \quad (6)$$

В уравнениях (4)-(6) обозначено

$$D_j = \frac{B_j}{\Delta \sigma_j}, \quad (7)$$

$$E_j = \frac{\rho_j}{W_{yj} \mu_{yj}}, \quad (8)$$

$$F_j = \frac{P_j}{W_{zj} \mu_{zj}}, \quad (9)$$

$$F_j = \frac{P_j}{W_{zj} \mu_{zj}}, \quad (10)$$

Уравнения (4)-(6) определяют внутреннюю характеристику рассматриваемой системы.

Если диафрагма маслоотжимного прессы имеет цилиндрический формующий канал диаметром d и длиной l , выражение для F_l имеет вид [4]

$$F_l = \frac{\rho_l d}{8l \mu'_l \left(\frac{32}{\rho_l \pi d^3} \right)^{n_l}} Q^{n_l-1} \quad (11)$$

После подстановки выражения (11) в уравнение (4) последнее приобретает вид

$$AQ^{n_l} \prod_{j=1}^l k_j + \left(\sum_{i=2}^l \frac{\prod_{j=i}^l k_j}{F_i} + \sum_{i=1}^l \frac{\prod_{j=i+1}^l k_{j+1}}{D_i - E_i} \right) Q = \sum_{i=1}^l \frac{B_i}{D_i + E_i} + \sigma_{2l}, \quad (12)$$

$$\text{где } A = \frac{8 \mu'_l l}{d \left(\frac{32}{\rho_l \pi d^3} \right)^{n_l}} \quad (13)$$

Если диафрагма имеет формующее отверстие, отличное от цилиндрического канала, коэффициент A будет иметь другой вид.

Мощность сил полезного сопротивления определена через момент сил полезного сопротивления движению прессуемого материала

от действия касательных напряжений на контактной цилиндрической поверхности корпуса относительно оси вращения шнека [4]

$$N = \frac{\pi}{2} D_c \omega \left[\frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^l (D_{1i} - D_{2i}) (p_{xi} - s_{xi}) (\sigma_{2i-1} - \sigma_{2i}) + D_c \sum_{i=1}^l \frac{L_i}{p_{xi}} s_{xi} \tau_{yi} + \frac{1}{D_c} \sum_{i=2}^l e_{xi} \tau_{zi} (D_{ki} + 2\delta_{zi})^2 \right], \quad (14)$$

где τ_{yi}, τ_{zi} – касательные напряжения в зазоре утечек и в кольцевом зазоре компрессионного затвора;
 e_{xi} – осевая протяженность кольцевой шайбы i -го компрессионного затвора;
 D_{ki} – диаметр шайбы;
 δ_{zi} – радиальный размер кольцевого зазора.

Таким образом, настоящая математическая модель позволяет определить четыре параметра эффекта математической модели – производительность прессующего механизма (по мятке), мощность сил полезного сопротивления, энергоёмкость процесса отжима и усилие, действующее на рабочие органы (осевую силу или крутящий момент). Остальные параметры эффекта необходимо определять из дополнительных предположений.

Идентификация математической модели требует экспериментального определения помимо реологических параметров его плотности, коэффициентов заполнения шнека, перемещения материала и отвода масла.

Описанная математическая модель после ее верификации может быть использована для оптимизации прессующих механизмов отжимных прессов.

Список использованной литературы

1. Полищук В.Ю. Особенности шнекового прессующего механизма экструдера //Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1993, № 5.
2. Герашенко В.Н., Кудрин Ю.П., Толчинский Ю.А. Модель течения маслосодержащего материала в плоском канале. - // Известия вузов. Пищевая технология, 1989, № 6, с. 47-48.
3. Авербах А.Ю., Герашенко В.Н., Кудрин Ю.П., Толчинский Ю.А. Двухжидкостная модель физико-механических характеристик масличного материала в шнековом маслоотжимном прессе. - // Известия вузов. Пищевая технология, 1991, № 1-3, с. 175-177.
4. Мачихин Ю.А., Мачихин С.А. Инженерная реология пищевых материалов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
5. Силин В.А. Динамика процессов переработки пластмасс в червячных механизмах. – М.: Машиностроение, 1972.

Статья поступила в редакцию 15.07.99.