

Метод расчета двухшнекового пресса на прочность

Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского «ХАИ»

Введение. Шнековые прессы получили большое распространение в металлургии, при производстве изделий из пластмасс, а также в пищевой и сельско-хозяйственной промышленности. В данной работе предложен метод расчета двухшнекового пресса-экструдера, предназначенного для переработки семян подсолнечника без предварительной подготовки семян.

1. Описание конструкции. Принципиальная схема двухшнекового пресса-экструдера, показана на рис.1. Пресс состоит из привода и рабочей части (рис.1, поз. 1), которые установлены на раме.

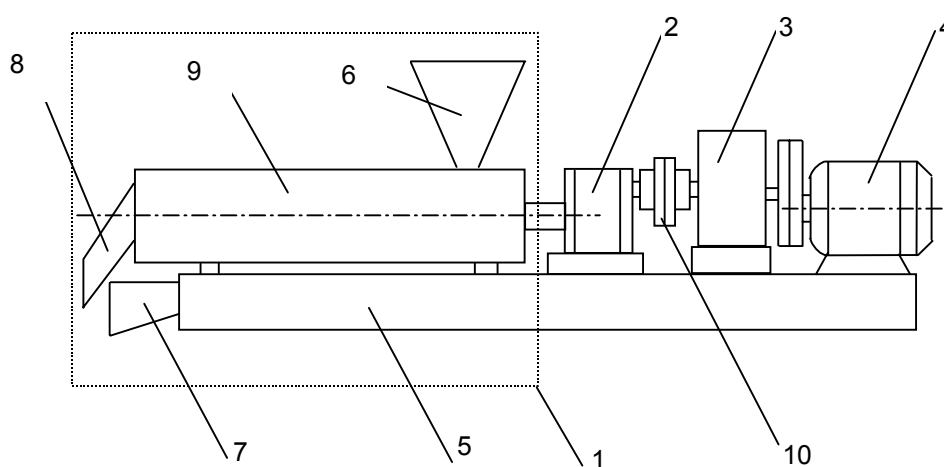


Рис. 1

В привод экструдера входят : электродвигатель – 4, двухступенчатый редуктор – 3, редуктор-раздвоитель - 2 (в дальнейшем – раздвоитель).

На рис. 1 цифрами обозначены: 5 – рама экструдера, 6 – загрузочный бункер, который предназначен для подачи перерабатываемого сырья; 7, 8 – лотки для масла и для отжатого материала; 9 - корпус пресса; 10 – пальцевая муфта.

В корпус пресса вставлены валы с насаженными на них шнеками и кулачками, вокруг которых расположены гильзы (Сталь 40Х). Снаружи корпуса установлены нагреватели, рабочая температура корпуса экструдера - около 120°С.

2. Постановка задачи. При эксплуатации экструдеров рабочий ток, потребляемый электродвигателем, составляет 12 А, максимальный ток - 20 А. На рассматриваемой модели экструдера установлен трехфазный асинхронный электродвигатель 4АМУ132 (максимальная мощность - 7,5 кВт, 1450 об/мин). Для уже спроектированного и изготовленного шнекового пресса-экструдера необходимо определить крутящий момент, возникающий во всех звеньях привода и рабочей части машины, выполнить расчет на прочность шнековых валов экструдера и осуществить подбор предохранительной срезной шпонки, установленной в приво-

де экструдера.

3. Кинематический расчет привода. Частота вращения ведомого шкива ременной передачи $n_{ш}$:

$$n_{ш} = \frac{140}{200} n_{в} = \frac{140}{200} \cdot 1450 = 1015 \text{ мин}^{-1}, \text{ диаметры шкивов 140 и 200 мм.}$$

Передаточное отношение редуктора $i = 20,6$. Скорость вращения выходного вала редуктора n_p :

$$n_p = \frac{1015}{20,6} \cong 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Скорость вращения выходного вала редуктора 50 мин^{-1} сохраняется в расчете и далее для раздвоителя и шнековых валов.

4. Силовой расчет. Мощность на валу электродвигателя $N_{вд} = N_э \eta$, где η - КПД электродвигателя. Для трехфазного асинхронного двигателя 4АМУ132 $\eta = 0,875$. Максимальная мощность электродвигателя

$$N_э^{\max} = 7,5 \text{ кВт.}$$

При $\eta = 0,875$ мощность на валу электродвигателя $N_{вд}^{\max} = 7,5 \cdot 0,875 \cong 6,6 \text{ кВт.}$

Крутящий момент на валу электродвигателя согласно формуле (1.2) [1]:

$$T_э = \frac{9550 N_{вд}}{n_{в}} = \frac{9550 \cdot 6,6}{1450} = 43,5 \text{ Нм,}$$

где $n_{в}$ - скорость вращения вала, мин^{-1} . Для трехфазного асинхронного двигателя 4АМУ132 $n_{в} = 1450 \text{ мин}^{-1}$.

Принимаем в запас КПД ременного привода равным единице.

Крутящий момент на выходном валу редуктора.

$$T_{ред} = \frac{9550 N_{вд}}{n_p} = \frac{9550 \cdot 6,6}{50} = 1260 \text{ Нм.}$$

Крутящий момент на выходном валу редуктора (в дальнейшем T) равен **моменту сопротивления**, который возникает в корпусе пресса в результате прессования.

Силовые и кинематические параметры привода пресса приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Электродвигатель	Ведомый шкив на ременной передаче	Редуктор
Скорость вращения, мин^{-1}	1450	1015	50
Максимальный крутящий момент, Нм	43,5		1260

5. Расчет срезной шпонки. Срезная шпонка работает на срез и на смятие. Её целесообразно размещать в месте установки втулочно-пальцевой муфты.

5.1. Расчет на смятие. Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], [\sigma_{\text{см}}] = 2[\sigma]_{-},$$

где $[\sigma]_{-}$ - допускаемое напряжение на сжатие. Для материала шпонки сталь 45 $[\sigma]_{-} = 360$ МПа .

$$[\sigma_{\text{см}}] = 2 \cdot 360 = 720 \text{ МПа},$$

$$F_{\text{см}1} = 63 \cdot 4 = 252 \text{ мм}^2, F_{\text{см}2} = 50 \cdot 4 = 200 \text{ мм}^2,$$

где индекс «1» обозначает шпонку, установленную на втулочно-пальцевую муфту со стороны редуктора, а индекс «2» – со стороны раздвоителя. Согласно чертежу, размеры шпонки 1: 63×12,8×9, высота площадки смятия – 4 мм, размеры шпонки 2: 50×11×8, высота площадки смятия – 4 мм. Шпонка 1 имеет прямоугольную форму, шпонка 2 - радиусы 5,5 мм.

Определим **силу** среза (смятия).

$$P_1 = \frac{T}{R_1} = \frac{1260}{51 \cdot 10^{-3}} = 24,7 \cdot 10^3 \text{ Н}, P_2 = \frac{T}{R_2} = \frac{1260}{38 \cdot 10^{-3}} = 33,2 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где R_1, R_2 – расстояние от плоскости среза до оси вращения вала.

Напряжение $\sigma_{\text{см}2}$ будет наибольшим:

$$\sigma_{\text{см}2} = \frac{33,2 \cdot 10^3}{200} = 166 \text{ МПа}.$$

Таким образом, напряжение смятия в шпонке 2 $\sigma_{\text{см}2} = 166$ МПа будет намного меньше допускаемого $[\sigma_{\text{см}}] = 720$ МПа .

5.2. Расчет на срез. Определим фактическую площадь среза.

$$F_{\text{ср}1} = 63 \cdot 12,8 = 806 \text{ мм}^2, F_{\text{ср}2} = (50 - 11) \cdot 11 + \frac{\pi \cdot 11^2}{4} = 519 \text{ мм}^2.$$

Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{F_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], [\sigma_{\text{см}}] = 2[\sigma]_{-}.$$

Определим требуемую площадь среза. Для шпонки, изготовленной из стали 45, предел текучести на срез $\tau_T = 220$ МПа.

$$F_{\text{ср}1} = \frac{24,7 \cdot 10^3}{220 \cdot 10^6} = 112 \text{ мм}^2, F_{\text{ср}2} = \frac{33,2 \cdot 10^3}{220 \cdot 10^6} = 151 \text{ мм}^2.$$

Требуемая длина срезной шпонки:

$$l_1 = \frac{112}{12,8} = 8,8 \text{ мм}, l_2 = \frac{151}{11} = 13,7 \text{ мм}.$$

Определим необходимое $\tau_{\text{ср}}$ для шпонки длиной 20 мм.

$$F_1 = 20 \cdot 12,8 = 256 \text{ мм}^2, F_2 = 20 \cdot 11 = 220 \text{ мм}^2;$$

$$\tau_{cp1} = \frac{24,7 \cdot 10^3}{256 \cdot 10^{-6}} = 96,5 \text{ МПа}, \quad \tau_{cp2} = \frac{33,1 \cdot 10^3}{220 \cdot 10^{-6}} = 151 \text{ МПа}.$$

6. Расчет на прочность шнековых валов. На шнековый вал действуют крутящий момент, сжимающая сила и распределенная изгибающая нагрузка. Согласно [2] момент сопротивления при кручении

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} - \frac{12 \cdot 5(40-5)^2}{2 \cdot 40} = 11641 \text{ мм}^3.$$

$$\tau = \frac{T}{W_k} = \frac{1260}{11,641} 10^6 = 108,2 \text{ МПа}.$$

7. Определение усилий на раму пресса. Среди всех узлов экструдера наиболее существенные усилия на раму пресса создает двухступенчатый редуктор. На рис. 2 изображена кинематическая схема редуктора. Цифрами обозначены первое, второе и третье зубчатые колеса редуктора.

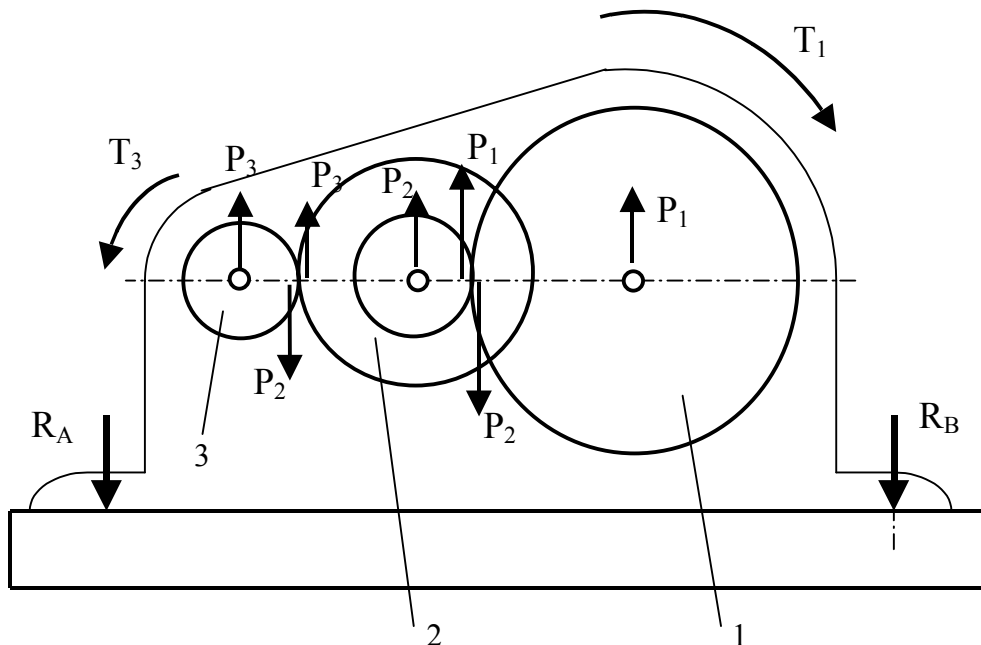


Рис 2

Наибольшая реакция возникает в подшипниках третьего зубчатого колеса так как это колесо имеет наименьший радиус и передает наибольший крутящий момент $P_3 = \frac{T_3}{R_3}$. Она уравновешивается моментом сопротивления машины T_3 , который передается на редуктор через раздвоитель.

Список литературы

1. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
2. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. – 5-е изд., перераб. и доп. - К.: Вища шк., 1986. - 775 с.