

УДК 678.057.3

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ШНЕКА НА ВЕЛИЧИНУ ЗАЗОРА В МАТЕРИАЛЬНОМ УЗЛЕ ЭКСТРУДЕРА

*А.К. Новиков, А.Н. Голубев, Т.С. Куксенюк Т.С.,
УО «Витебский государственный технологический университет»,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Одним из параметров, оказывающим наибольшее влияние на производительность экструдера, является величина зазора между корпусом и шнеком в зоне дозирования.

При переработке материалов с низкой вязкостью расплава (полиамиды, некоторые сорта полиэтилена) зазор должен быть минимальным (до 0,1 мм) [1]. В случае переработки смесей полимера с нетермопластичными материалами роль зазора в переработке изменяется. Поскольку характер движения такой смеси в материальном цилиндре (в стационарных условиях) отличается от течения ньютоновской жидкости, нет необходимости для создания давления в зоне дозирования уменьшать зазор до минимальных значений. Давление в матрице создается не только за счет компрессии витков шнека, но и материалом смеси, уплотненным в зоне сжатия, но не перешедшим в расплав. В таких схемах величину зазора выбирают больше рекомендуемой, поскольку для движения материала необходимо увеличить площадь контакта смеси с корпусом. При увеличении зазора крепление шнека можно рассматривать как консольную заделку.

Поскольку относительная длина шнека достаточно большая (отношение длины к диаметру $L/D=12...15$), при определении зазора между шнеком и цилиндром необходимо учитывать влияние прогиба шнека от собственного веса.

Стандартный расчет величины прогиба шнека можно выполнить по методике расчета балки круглого сечения с жесткой консольной заделкой [2]. При расчете можно использовать распределенную нагрузку или точечное приложение силы (рис. 1).

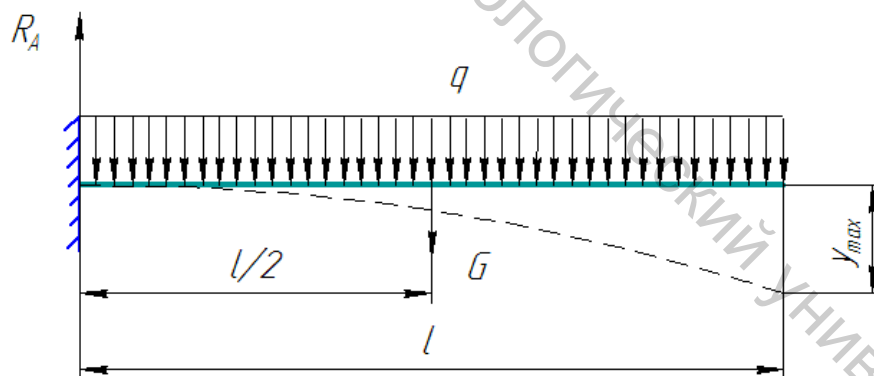


Рисунок 1 – Схема приложения нагрузки при расчете прогиба шнека

Наибольший прогиб шнека y_{max} для случая с точечным приложением силы рассчитывается по формуле

$$y_{max} = \frac{Gl^3}{8EJ_x} \text{ (мм)},$$

где G - вес шнека, Н; l - длина консоли шнека, мм; E - модуль упругости материала шнека, МПа; J_x - осевой момент инерции опасного сечения шнека, мм⁴.

Такая упрощенная методика не вполне подходит для расчета консольных шнеков по следующим причинам:

- не учитывается конструкция и размеры подшипниковых узлов крепления шнеков;
- не принимается во внимание конструкция шнека (для большинства многокомпонентных смесей применяются ступенчатые шнеки);
- в расчете используется момент инерции сечения минимального диаметра сердечника шнека, в то время как реальный момент инерции будет зависеть от высоты и формы витка шнека.

С учетом данных особенностей была разработана методика определения наибольшего прогиба с использованием системы автоматизированного проектирования КОМПАС-3D. Для расчета были выбраны три типовые конструкции шнеков для переработки наполненных полимеров (рис. 2) и рекомендуемая к использованию на экструзионном оборудовании конструкция подшипникового узла.

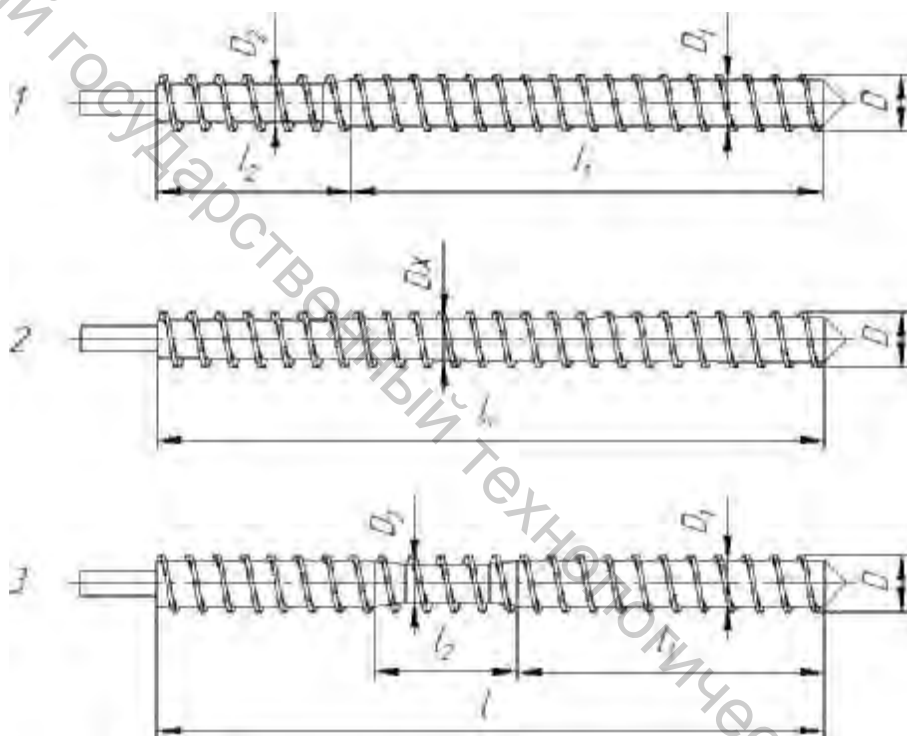


Рисунок 2 – Конструкции шнеков:

1 – компрессионный ступенчатый шнек; 2 – шнек с плавно уменьшающейся глубиной канавки; 3 – дегазационный шнек; l – общая длина шнека; l_1 – l_2 – участки шнека с постоянными диаметрами; l_x – участок с переменным диаметром; D – наружный диаметр шнека; D_1 – D_2 – диаметры соответствующих участков шнека

Длины шнеков всех трех конструкциях зависят от диаметра D (для наполненных полимеров можно использовать соотношение $l = 12D$). Шнек конструкции 1 имеет короткую зону сжатия (длиной $1D$), соединяющую зоны загрузки ($4D$) и дозирования ($6D$). Шнек конструкции 2 имеет переменный по длине диаметр сердечника D_x при постоянном шаге нарезки витков. Третья конструкция отличается наличием зоны дегазации ($3D$) с уменьшенным диаметром сердечника.

Методика расчета прогиба состоит в последовательном проведении следующих операций:

1. Построение 3D-модели шнека с учетом номинальных размеров отдельных ступеней и мест расположения подшипников.

2. Определение условных диаметров различных зон шнека. Условные диаметры определяются через формулу момента инерции сечения шнека

$$D_y = \sqrt[4]{64J_x / \rho}.$$

Расчет моментов инерции реальных сечений шнеков показал, что условный диаметр участка шнека не соответствует значению среднего диаметра винтового канала, который часто используют для определения значений прогиба и, естественно, что условный диаметр больше диаметра сердечника шнека.

3. Построение 3D-модели шнека с учетом условных диаметров различных зон (до первой опоры подшипникового узла) и расчет веса G шнека.

4. Расчет прогиба шнека с использованием расчетного модуля Shaft-2D. Расположение подшипников и длины зон шнека при расчете соответствуют номинальным значениям, рассчитанным в соответствии с рекомендуемыми соотношениями L/D . Диаметры зон шнека соответствуют условным диаметрам D_y .

Были проведены расчеты прогиба компрессионного ступенчатого шнека по двум методикам – по методике расчета балки круглого сечения с жесткой консольной заделкой (график №1, рис. 3) и по методике автоматизированного расчета средствами КОМПАС-3D (график №2, рис. 3). Следует отметить, что значения прогиба шнека, рассчитанные по предлагаемой методике, практически в два раза выше, чем прогиб балки круглого сечения с номинальными размерами шнека (без витков).



Рисунок 3 – Зависимость максимального прогиба шнека от его диаметра

Такое отличие можно объяснить следующими факторами: осевой момент инерции при расчете балки явно выше, чем осевой момент сечения шнека с витком; вес балки отличается от веса шнека; прогиб шнека, закрепленного в подшипниковом узле, больше, чем при консольной заделке.

Таким образом, можно сделать вывод, что предлагаемая методика определения прогиба шнека позволяет при конструировании экструзионного оборудования более точно определить требуемый зазор в материальном узле экструдера.

Список использованных источников

1. Завгородний, В.К. Оборудование предприятий по переработке пластмасс / В. К. Завгородний, Э. Л. Калинин, Э. Г. Махаринский. – Ленинград : Химия, 1972. – 464с.

2. Раувендааль, К. Экструзия полимеров / К. Раувендааль. – Санкт-Петербург : Профессия, 2006. – 768 с.

УДК 685.34.05+687.05

**ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ПРЕССОВОМ
ОБОРУДОВАНИИ ДЛЯ ВСТАВКИ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ
ФУРНИТУРЫ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ИЗДЕЛИЙ
ШВЕЙНОЙ, ОБУВНОЙ И КОЖГАЛАНТЕРЕЙНОЙ
ОТРАСЛЕЙ НАРОДНОГО ХОЗЯЙСТВА**

О.С. Полищук, Д.В. Прибега, С.В. Чумакова

Хмельницкий национальный университет, г. Хмельницкий, Украина

Одной из главных причин неоправданных потерь энергии в лёгкой промышленности является несовершенство оборудования с точки зрения энергетических потерь. Особенно это относится к таким частям оборудования, как приводы. Несоответствие типа привода режиму его работы, мощности и других характеристик параметрам технологической операции, которая выполняется на оборудовании, приводит к значительным потерям энергии [1].

Каждое предприятие, которое занимается пошивом одежды, выпуском обуви и кожгалантерейных изделий, встречается с проблемой установки металлической фурнитуры и вырубкой отверстий под неё.

Существует много видов швейной и обувной фурнитуры, которая устанавливается в изделия путем расклепывания и развальцовывания. Это люверсы, хольнитены, обувные блочки, именные украшения, обувные крючки, галантерейная фурнитура (пукли, заклёпки) и другие. Для их установки используются различные средства, начиная от ручных (удар молотка) и заканчивая механическими устройствами. Это нередко приводит к травматизму на производстве и снижению качества выпускаемой продукции.

Проведенный обзор технической литературы показал, что отечественной промышленностью вообще не выпускается оборудование для вставки металлической фурнитуры. Основными производителями данного оборудования являются машиностроительные предприятия России, Китая, Турции и некоторых стран Европы.

Наибольшее распространение в оборудовании прессового и ударного действия с возвратно-поступательным движением рабочих органов, которое используется для выполнения технологической операции вставки металлической фурнитуры, получили механические, электромеханические и пневматические приводы.

Рядом с преимуществами, эти виды приводов имеют значительные недостатки, в связи с чем актуальным является создание оборудования прессового и ударного действия, которое имеет возвратно-поступательное движение рабочих органов при выполнении технологической операции вставки фурнитуры на другом энергетическом принципе – непосредственном превращении электрической энергии в кинетическую энергию прямолинейного движения рабочего органа [2].

Такое превращение обеспечивают линейные электрические двигатели (ЛЭД).

Основным фактором, который определяет конструктивные особенности и технические возможности ЛЭД, есть их принцип действия. В соответствии с ним линейные электрические двигатели подразделяются на следующие основные типы, которые наиболее часто используют в электроприводе: электромагнитные (ЛЭМД), индукционные, электродинамические, индукционно-динамические (ЛИДД), магнитоэлектрические (ЛМЭД), магнитоэлектронные и электрострикционные.