

УНИВЕРСИТЕТЫ РОССИИ

А. С. Клинков, М. А. Шерышев, М. В. Соколов, В. Г. Однолько

ТЕХНОЛОГИЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПОЛИМЕРОВ

ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

2-е издание



ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ
МАТЕРИАЛЫ
НА САЙТЕ

ЮРАЙТ
ИЗДАТЕЛЬСТВО
biblio-online.ru

А. С. Клинков, М. А. Шерышев, М. В. Соколов, В. Г. Однолько

ТЕХНОЛОГИЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПОЛИМЕРОВ. ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ АКАДЕМИЧЕСКОГО БАКАЛАВРИАТА**

2-е издание, исправленное и дополненное

*Допущено УМО по образованию в области химической технологии
и биотехнологии в качестве учебного пособия для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению
«Химическая технология»*

**Книга доступна в электронной библиотечной системе
biblio-online.ru**

Москва ■ Юрайт ■ 2017

УДК 678(075.8)

ББК 35.71я73

К49

Авторы:

Клинков Алексей Степанович — профессор, кандидат технических наук, профессор кафедры переработки полимеров и упаковочного производства Технологического института Тамбовского государственного технического университета;

Шерышев Михаил Анатольевич — профессор, доктор технических наук, профессор кафедры технологии переработки пластмасс факультета нефтегазохимии и полимерных материалов Российского химико-технологического университета имени Д. И. Менделеева;

Соколов Михаил Владимирович — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры компьютерно-интегрированных систем в машиностроении Технологического института Тамбовского государственного технического университета;

Однолько Валерий Григорьевич — кандидат технических наук, профессор, директор Института заочного обучения Тамбовского государственного технического университета.

Рецензенты:

Жуков Н. П. — доктор технических наук, профессор Тамбовского государственного технического университета;

Лясникова Н. Н. — кандидат физико-математических наук, доцент, заведующая кафедрой механики Российского химико-технологического университета.

Клинков, А. С.

К49

Технология переработки полимеров. Инженерная оптимизация оборудования : учеб. пособие для академического бакалавриата / А. С. Клинков, М. А. Шерышев, М. В. Соколов, В. Г. Однолько. — 2-е изд., испр. и доп. — М. : Издательство Юрайт, 2017. — 386 с. — (Серия : Университеты России).

ISBN 978-5-534-04990-9

Серия «Университеты России» позволит высшим учебным заведениям нашей страны использовать в образовательном процессе учебники и учебные пособия по различным дисциплинам, подготовленные преподавателями лучших университетов России и впервые опубликованные в издательствах университетов. Все представленные в этой серии учебники прошли экспертную оценку учебно-методического отдела издательства и публикуются в оригинальной редакции.

В учебном пособии представлены методы расчета, приведены алгоритмы и программное обеспечение, позволяющие производить автоматизированный расчет и проектирование конструкций прессового, литьевого, смесительного, валкового и экструзионного оборудования.

Учебное пособие дополнено приложениями, которые доступны в электронной библиотечной системе «Юрайт» biblio-online.ru.

Для студентов высших учебных заведений.

УДК 678(075.8)

ББК 35.71я73



Все права защищены. Никакая часть данной книги не может быть воспроизведена в какой бы то ни было форме без письменного разрешения владельцев авторских прав. Правовую поддержку издательства обеспечивает юридическая компания «Дельфи».

© Клинков А. С., Шерышев М. А., Соколов М. В., Однолько В. Г., 2014

© Клинков А. С., Шерышев М. А., Соколов М. В., Однолько В. Г., 2017, с изменениями

© ООО «Издательство Юрайт», 2017

ISBN 978-5-534-04990-9

Оглавление

Введение.....	7
1. Инженерная оптимизация прессового и литейного оборудования.....	10
1.1. Прессовое и литейное оборудование для производства изделий из полимерных материалов	10
1.1.1. Прессовое оборудование для производства изделий из термореактивных полимерных материалов	10
1.1.2. Оборудование для литья под давлением	25
1.2. Инженерная оптимизация основных узлов и деталей литейного оборудования	41
1.2.1. Материалы, применяемые для изготовления основных рабочих элементов оборудования	41
1.2.2. Прочностные расчеты червяков инжекционных механизмов литейных машин	44
1.2.3. Решение задачи минимизации массы конструкции шнека с осевым отверстием и разрывными витками	46
1.2.4. Определение оптимальных геометрических параметров составного цилиндра пластикации литейных машин	49
1.3. Инженерная оптимизация основных узлов и деталей прессового оборудования.....	56
1.3.1. Расчет на прочность и жесткость элементов конструкций механизмов запирания	56
1.3.2. Расчет на прочность и жесткость верхней неподвижной плиты	58
1.3.3. Расчет на прочность и жесткость нижней силовой плиты пресса	64
1.3.4. Расчет на прочность подвижной плиты пресса.....	70
1.3.5. Расчеты на прочность и жесткость оребренных силовых плит	72
1.3.6. Расчет колонн устройства запирания	76
1.3.7. Расчет резьбы колонны и гайки	81
1.3.8. Силовой гидроцилиндр. Конструкция и расчет	82
1.3.9. Приближенный расчет рамы механизма запирания	85
1.3.10. Выбор оптимальных параметров конструктивного исполнения элементов прессового оборудования.....	92

1.3.11. Оптимизация конструктивных параметров четырехколонного литейного пресса усилием 6300 кН. Пример 1	97
1.3.12. Оптимизация конструктивных параметров гидропресса рамного типа с номинальным усилием 2500 кН. Пример 2.....	101
1.3.13. Оптимизация конструктивных параметров челюстного пресса усилием 1000 кН. Пример 3	104
1.3.14. Расчет подпрессовочного устройства секторного форматора–вулканизатора	108
1.4. Тепловые расчеты в процессах переработки полимерных материалов.....	117
1.4.1. Системы обогрева пластикационных цилиндров литейных машин, контроля и регулирования температуры	117
1.4.2. Расчет системы обогрева нагревательных плит прессового оборудования	123
2. Инженерная оптимизация смесительного и валкового оборудования.....	131
2.1. Смесители–пластикаторы	131
2.2. Расчет основных деталей резиносмесителей.....	139
2.2.1. Расчет нижнего затвора резиносмесителя	139
2.2.2. Расчет на прочность и жесткость роторов резиносмесителей...152	
2.3. Расчет основных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей с учетом минимизации полезной мощности.....	160
2.3.1. Выбор параметров управления	160
2.3.2. Оптимизация процесса и оборудования смешения высоковязких композиций.....	160
2.3.3. Описание блок-схемы алгоритма расчета оптимальных технологических параметров процесса и конструктивных размеров оборудования для смешения высоковязких композиций...164	
2.3.4. Методика инженерного расчета оптимальных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей	168
2.4. Моделирование и исследование процесса переработки высоковязких полимерных композиций с учетом минимизации длины рабочих органов.....	169
2.4.1. Математическая модель процесса смешения.....	169
2.4.2. Модельная установка и методики проведения экспериментальных исследований	188
2.4.3. Методика и пример инженерного расчета минимальной длины рабочих органов смесителя Типа СН.....	206
2.5. Прочностные расчеты станин и валков вальцев и каландров	210
2.5.1. Расчет станины вальцев.....	210
2.5.2. Расчет рамы каландра на жесткость.....	229
2.5.3. Расчет рамы Г-образного каландра с учетом перемычки.....	231
2.5.4. Оптимальное проектирование станин вальцев	235

2.6. Оптимальное проектирование валков вальцев	245
2.6.1. Расчет на прочность и жесткость валков вальцев и каландров	245
2.6.2. Пример расчета валка вальцев (лабораторная установка)	256
2.6.3. Пример расчета на прочность и жесткость валка каландра (промышленный вариант)	258
2.6.4. Оптимизация конструкции валка вальцев	269
2.6.5. Описание алгоритма минимизации массы валка вальцев	271
3. Инженерная оптимизация экструзионного оборудования	276
3.1. Экструдеры (общие сведения)	276
3.2. Экструзионные агрегаты и их комплектующее оборудование	290
3.3. Оборудование для раздувного формования	292
3.4. Минимизация массы шнеков экструзионных машин	306
3.4.1. Постановка задачи минимизации массы шнека экструзионных машин	306
3.4.2. Расчеты шнеков на прочность, жесткость и устойчивость	308
3.5. Оптимизация процесса и оборудования экструзии резиновых смесей	328
3.5.1. Математическое моделирование процесса экструзии резиновых смесей с учетом подвулканизации и степени пластикации экструдата	328
3.5.2. Инженерный расчет оптимальных технологических и конструктивных параметров процесса экструзии оборудования	343
3.5.3. Методика инженерного расчета процесса и оборудования экструзии резиновых смесей	352
4. Переработка листовых, пленочных, жидких и порошкообразных материалов	354
4.1. Формовочные машины листовых и пленочных материалов	354
4.2. Оборудование для ротационного и центробежного формования	367
4.3. Расчет пневмовакuum-формовочных машин	372
Заключение	377
Используемая литература	378
Рекомендуемая литература	385

ВВЕДЕНИЕ

В условиях рыночной экономики предприятие по переработке полимерных материалов сможет оставаться конкурентоспособным лишь в том случае, если будет использовать современную технологию производства, прогрессивное оборудование минимальной металлоемкости и затрачивать на производство минимальное количество энергоресурсов.

Перевооружение производства предусматривает привлечение существенных инвестиций. Более целесообразным, по нашему мнению, в сложившихся экономических условиях будет модернизация существующего оборудования путем замены его основных рабочих узлов и деталей на новые, спроектированные на основе современных методов расчета, учитывающих минимизацию их массы и качество конечного продукта.

Базовым оборудованием для получения штучных изделий, определяющих технологическую мощность предприятия и качество продукции, являются прессовое и литьевое оборудование: гидравлические прессы колонного, рамного и челюстного типов; литьевые машины горизонтального и вертикального типов. Основными элементами этих машин являются: станины прессов различных типов конструкций; обогреваемый (охлаждаемый) материальный цилиндр; червяк, вращающийся относительно своей оси и движущийся поступательно вдоль нее, создавая высокое давление литья (впрыска).

Станины, материальные цилиндры и другие несущие узлы прессового и литьевого оборудования должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчетные силовые нагрузки.

Базовым оборудованием для получения рулонных материалов, определяющих производительность линии и качество полученных изделий, являются смесительное и валковое оборудование: Резиносмесители периодического (РС) и смесители непрерывного действия (СН); вальцы и каландры. Основными рабочими органами этих машин являются: обогреваемые (охлаждаемые) валки, вращающиеся навстречу друг другу с одинаковыми или различными окружными скоростями, оси которых расположены в горизонтальной плоскости; смесительные органы (роторы, шнеки), вращающиеся навстречу друг другу или в разные стороны с одинаковыми или различными окружными скоростями, оси которых расположены в горизонтальной плоскости.

Валки, станины, смесительные камеры, материальные цилиндры и другие несущие узлы смесительных и валковых машин должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчетные силовые нагрузки.

Базовым оборудованием для получения различных длинномерных изделий, определяющих технологическую мощность предприятия и качество полученных изделий, являются экструзионное оборудование: червячные машины, червячные прессы, экструдеры, инжекционные части литьевых машин. Основными элементами этих машин являются: обогреваемый (охлаждаемый) материальный цилиндр; червяк, вращающийся относительно своей оси, создавая высокое давление профилирования перерабатываемого материала.

Материальные цилиндры и другие несущие узлы экструзионного оборудования должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчетные силовые нагрузки.

В учебном пособии представлены новые методы расчета, приведены алгоритмы и программное обеспечение, позволяющие производить автоматизированный расчет и проектирование конструкций пресового, литьевого, смесительного, валкового и экструзионного оборудования. С их помощью можно рассчитать конструктивные параметры основных тяжело нагруженных деталей при условии минимальной их массы и ограничениях на прочность материала (жесткость, устойчивость конструкции).

Разработанные авторами методики инженерной оптимизации основываются на теоретических и экспериментальных исследованиях процессов пластикации, смешения и диспергирования высоковязких полимерных композиций и резиновых смесей в одно- и двухшнековых экструдерах, пластикации на валковых машинах, а также на базовых теориях прочности и более точных расчетных моделях, построенных для процесса оптимизации конструкций основных тяжело нагружен-

ных элементов прессового, литьевого, валкового, смесительного и экструзионного оборудования.

В результате изучения курса студент должен:

знать

- прессовое и литьевое оборудование для производства из полимерных материалов;
- материалы, применяемые для изготовления основных узлов и деталей литьевого оборудования;
- моделирование и исследование процесса переработки высоковязких полимерных композиций с учетом минимизации длины рабочих органов;
- экструзионные агрегаты и их комплектующее оборудование;
- переработку листовых, пленочных, жидких и порошкообразных материалов;

уметь

- решать задачи минимизации массы конструкции шнека с осевым отверстием и разрывными витками;
- проводить расчеты на прочность и жесткость деталей прессового оборудования, роторов резиносмесителей, станин и валков вальцев и каландров;
- проводить расчет оптимальных технологических и конструктивных параметров процесса экструзии;
- проводить расчеты основных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей с учетом минимизации полезной мощности;

владеть

- методикой инженерного расчета оптимальных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей;
- методикой определения коэффициента неоднородности смеси в режиме реального времени;
- методикой инженерного расчета процесса и оборудования экструзии резиновых смесей.

1. ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРЕССОВОГО И ЛИТЬЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1. ПРЕССОВОЕ И ЛИТЬЕВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

1.1.1. ПРЕССОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ИЗДЕЛИЙ ИЗ ТЕРМОРЕАКТИВНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Прессование – старейший способ переработки пластмасс в изделия разнообразной формы, размеров и назначения.

Способы прессования, применяемые в промышленности, отличаются способами нагрева материала, его ввода в форму и последующего формования: прямое (компрессионное), литьевое (трансферное) и непрерывное профильное (штранг-прессование) [1].

В процессе прямого (компрессионного) прессования (рис. 1.1, а) подготовленный к прессованию материал 2 (пресс-порошок) дозируется и поступает в матрицу пресс-формы 3, в которой осуществляется процесс формования изделия 5, после чего изделие удаляется из матрицы выталкивателем 4. Литьевое (трансферное) прессование (рис. 1.1, б) отличается от прямого тем, что расплавленный в загрузочной камере пресс-материал 1 под действием давления, передаваемого пуансоном 2, через литниковые каналы 3 поступает в предварительно сомкнутую форму, где он отверждается в изделие 4.

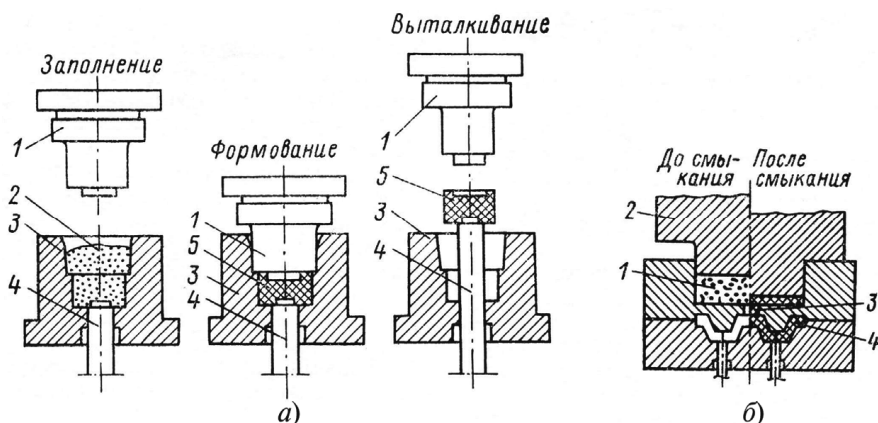


Рис. 1.1. Схемы способов прессования:

а – прямого: 1 – пуансон; 2 – пресс-материал; 3 – матрица;
 4 – выталкиватель; 5 – изделие; *б* – литьевого с верхней загрузочной камерой:
 1 – пресс-материал; 2 – пуансон; 3 – литниковый канал; 4 – изделие

Непрерывное профильное прессование, или штранг-прессование, применяется для получения профильных погонажных изделий постоянного сечения выдавливанием расплава пресс-материала плунжером 2 через формующий инструмент, образованный мундштуком 3 и торпедой 5 (рис. 1.2). Привод плунжера 2 обеспечивает его возвратно-поступательное движение. Прогрев материала происходит при помощи системы обогрева 4 и за счет сдвиговых деформаций при его выдавливании.

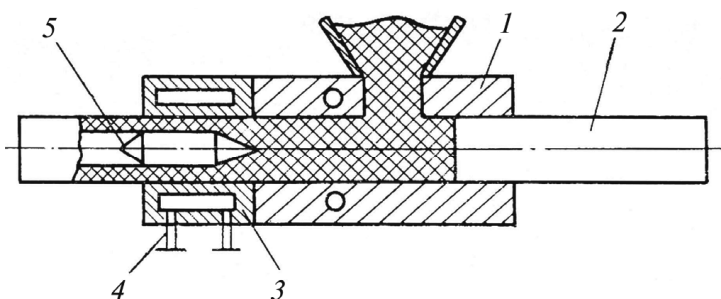


Рис. 1.2. Схемы процесса непрерывного профильного прессования:

1 – инъекционный цилиндр; 2 – плунжер;
 3 – мундштук; 4 – система обогрева; 5 – торпеда

Прессование слоистых пластиков, представляющих собой композиционные материалы и состоящих из наполнителя и связующего, чаще всего термореактивных смол, осуществляется на многостажных гидравлических прессах. В результате получают пластики различные по толщине: текстолит, стеклотекстолит, асботекстолит, гетинакс, декоративный слоистый пластик, древесный слоистый пластик [1].

Конструкции прессового оборудования. Прессы – машины статического действия, предназначенные для формования изделий из пресс-материалов путем приложения давления [2]. Разнообразные современные конструкции прессового оборудования могут быть классифицированы по ряду признаков. Наиболее важной представляется классификация по виду привода: прессы с механическим, гидромеханическим и гидравлическим приводом.

Прессы с механическим приводом могут быть винтовые, кривошипные, рычажные, ротационные и др. Прессы с гидромеханическим приводом совмещают в конструкции пресса механическую систему (например, рычажную) с гидравлическим цилиндром, что позволяет развивать значительные скорости предварительного смыкания пресс-инструмента, а при осуществлении собственно прессования создавать

высокое давление, однако при переработке полимеров данный вид прессов применяется крайне редко.

Наиболее распространенным прессовым оборудованием являются прессы с гидравлическим приводом, которые обладают значительными преимуществами перед другими прессами. В гидравлическом колонном прессе с верхним расположением рабочего цилиндра (рис. 1.3) рабочая жидкость (эмульсия или масло) поступает под давлением p_r в гидроцилиндр 1, в результате этого плунжер 2 диаметром D_1 перемещается вниз вместе с соединенной с ним подвижной плитой 6 под действием номинальной силы прессования

$$P_n = \left(\frac{\pi D_1^2}{4} \right) p_r . \quad (1.1)$$

Сила прессования – один из основных параметров прессы.

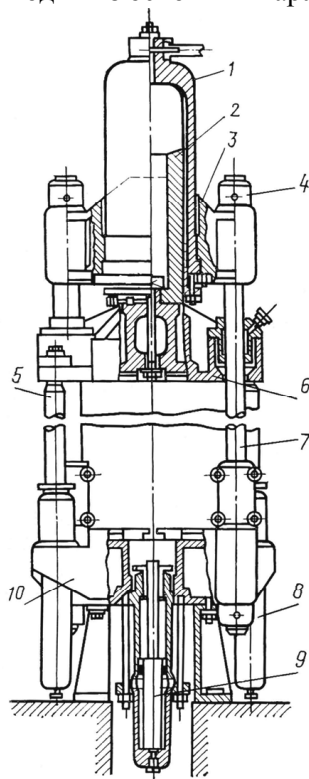


Рис. 1.3. Гидравлический колонный пресс с верхним расположением рабочего цилиндра:

- 1 – рабочий гидроцилиндр; 2 – плунжер; 3 – верхняя неподвижная поперечина (архитрав); 4 – гайка; 5 – шток возвратного цилиндра; 6 – подвижная плита; 7 – колонна; 8 – возвратный цилиндр; 9 – гидроцилиндр выталкивателя; 10 – нижняя неподвижная плита (стол)

Гидравлический пресс, как правило, включает следующие основные механизмы и детали: станину, систему цилиндров (рабочий, возвратный, выталкивающий) с плунжерами или поршнями, подвижные и неподвижные поперечины, гидроагрегат, состоящий из насосов, трубопроводов и распределителей потока жидкости.

По направлению действующей силы прессования гидравлические прессы подразделяют на вертикальные, горизонтальные и угловые. В зависимости от конструкции станины прессы бывают колонные, рамные и челюстные.

Колонные прессы обеспечивают хороший доступ к пресс-форме, однако имеют значительные габаритные размеры и металлоемкость, а также малую жесткость. Эти недостатки отсутствуют в прессах рамной конструкции (рис. 1.4). В верхней части рамы 1 жестко закреплен рабочий гидроцилиндр 9 с дифференциальным поршнем 8 двойного действия.

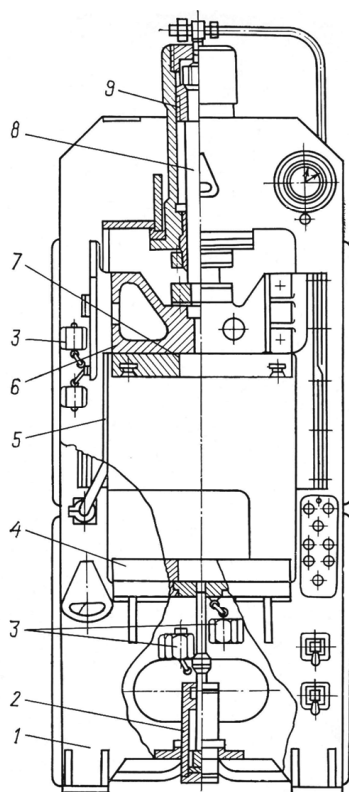


Рис. 1.4. Гидравлический пресс рамной конструкции с верхним расположением рабочего цилиндра:

1 – рама; 2 – выталкиватель; 3 – конечные выключатели; 4 – стол;
5 – направляющие; 6 – ползун; 7 – плита; 8 – поршень рабочего гидроцилиндра; 9 – рабочий гидроцилиндр

Плита 7 движется по направляющим 5 под действием соединенного с ним поршня 8. В нижней части рамы расположен стол 4 и выталкиватель 2. Для ограничения хода ползуна 6 и штока выталкивателя 2 служат выключатели 3.

Достоинством прессы с нижним расположением рабочего цилиндра является его устойчивость (так как центр тяжести расположен достаточно низко), небольшие габаритные размеры, возможность применения съемных форм с большой силой прессования. Прессование слоистых пластиков проводят на этажных прессах колонной конструкции с нижним расположением рабочего гидроцилиндра *1* (рис. 1.5).

Основные параметры гидравлических прессов для пластмасс, регламентированные ГОСТ 8200, приведены в табл. 1.1.

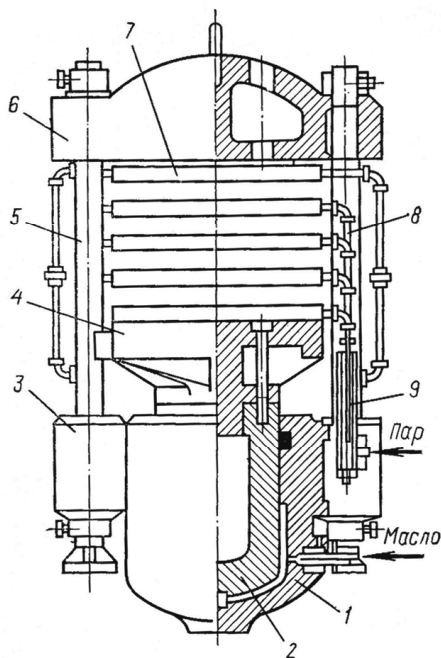


Рис. 1.5. Схема колонного четырехэтажного пресса с нижним расположением рабочего цилиндра:

1 – рабочий гидроцилиндр; 2 – плунжер; 3 – станина;
4 – подвижный стол; 5 – колонна; 6 – архитрав; 7 – обогревающие плиты;
8 – узел обогрева; 9 – распределитель пара

Основные механизмы и детали пресса. Основные элементы гидравлического пресса – станина (рамная или колонная), главные (рабочие), возвратные и выталкивающие цилиндры, плунжеры, подвижные и неподвижные плиты подвержены силовому воздействию и основному силовому фактору, которым является сила прессования P_n .

Станина пресса должна быть достаточно прочной и жесткой, чтобы обеспечить требуемую точность взаимного расположения механизмов пресса и относительного положения инструмента и обрабатываемого объекта при динамических нагрузках. Расчет станины пресса изложен в [2 – 4].

Колонны, связывая верхнюю и нижнюю плиты в жесткую раму, воспринимают все силы, развиваемые прессом, и одновременно служат направляющими для подвижной плиты пресса. Сила с учетом предварительной затяжки гаек колонн пресса в процессе монтажа

$$P_1 = 1,2P_n/n, \quad (1.2)$$

где n – число колонн.

Участок колонны между нижней и верхней плитами в связи с деформацией плит и эксцентричным их нагружением работает не только на растяжение, но и на изгиб. Кроме того, на колонны действуют пульсирующие нагрузки, поэтому выполняется расчет и на их усталость [3]. Колонны обычно изготавливают из стали Ст5 или низколегированных сталей. При этом коэффициент запаса прочности принимают равным 2,0...2,2.

Резьбу на колоннах обычно выполняют упорной и рассчитывают на смятие и на изгиб витков. Для облегчения монтажа и предотвращения самоотвинчивания гайки колонн прессов выполняют из двух, стягиваемых болтами, проверяя торцовую поверхность гайки на смятие от силы предварительной затяжки.

Подвижные поперечины (плиты) и ползуны изготавливают литыми или сварными из стали. Сечения поперечин выполняют коробчатым или балочным с большим количеством ребер, препятствующих возникновению местных напряжений. Расчет подвижной поперечины (или ползуна) аналогичен расчету поперечин рамы. При этом предполагается, что плита укреплена в направляющих и нагружена по диаметру плунжера распределенной нагрузкой от силы P_n . Расчет проводится аналогично расчету на изгиб балки, закрепленной в двух опорах [3].

Конструкция гидроцилиндра выбирается с учетом схемы пресса, рабочего давления жидкости, силы прессования, условий работы. Различают поршневые (рис. 1.6), плунжерные (рис. 1.7), простые и дифференциальные гидроцилиндры.

ГОСТ 16514–96 регламентирует общие технические требования к гидроцилиндрам, применяемым в гидравлических прессах.

По ГОСТ 6540 следует выбирать диаметры цилиндров, поршней, плунжеров, штоков и их ход и ряд номинальных давлений рабочей жидкости.

При проектировании гидроцилиндра исходными данными являются: сила прессования P_n ; давление рабочей жидкости p_r ; допускаемое напряжение на растяжение для металла, из которого изготовлен гидроцилиндр. Расчет элементов конструкции гидроцилиндра изложен в [2].

Следует отметить, что гидравлические прессы в процессе формирования изделий имеют достаточно много ручных операций.

Пресс-автоматы, созданные на базе гидравлических прессов, имеют дополнительные транспортирующие, дозирующие, разгрузочные и другие устройства.

Пресс-автоматы и роторные линии. Пресс-автоматы различаются: по виду привода – механические, гидромеханические, гидравлические; по количеству производимых операций – одно-, двух-, трех- и четырехоперационные; по числу позиций – одно- и многопозиционные.

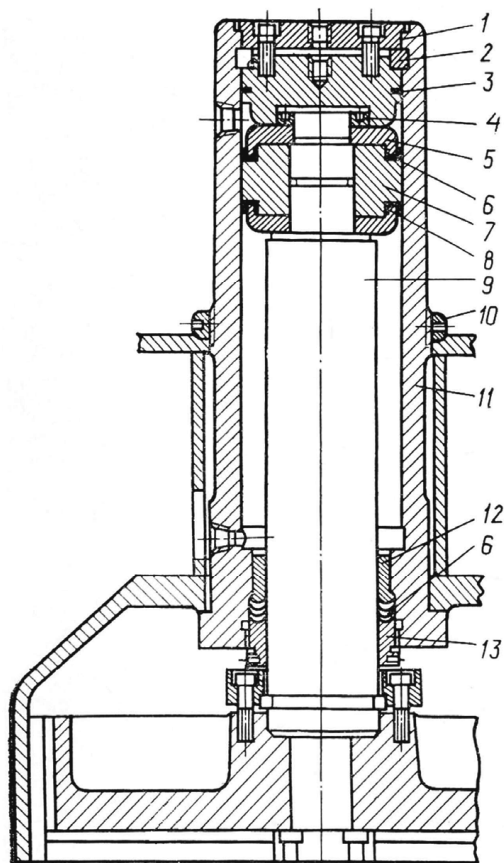


Рис. 1.6. Гидроцилиндр гидравлического прессы поршневого типа:

- 1 – крышка цилиндра; 2 – разрезное кольцо;
- 3 – уплотнительное кольцо; 4 – гайка; 5 – крышка поршня;
- 6, 8 – уплотнительные манжеты; 7 – поршень; 9 – шток;
- 10 – резьбовое кольцо; 11 – корпус цилиндра;
- 12 – направляющая втулка; 13 – нажимной фланец

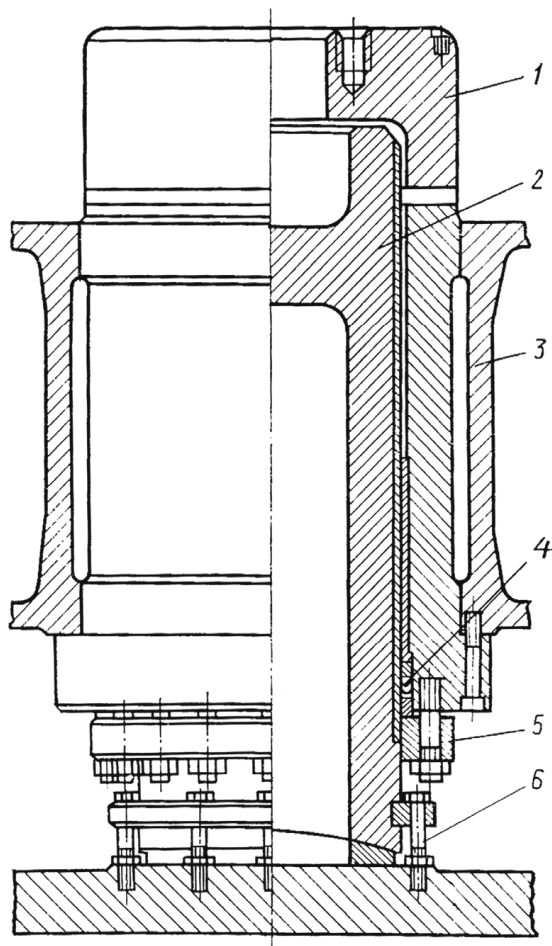


Рис. 1.7. Цилиндр гидравлического пресса плунжерного типа:

1 – цилиндр; 2 – плунжер; 3 – станина;
4 – манжета; 5 – нажимной фланец; 6 – болт

Четырехоперационный пресс-автомат состоит из гидравлического пресса рамной конструкции и устройств для таблетирования, диэлектрического нагрева материала и механической обработки отпрессованных изделий (рис. 1.8).

Пресс-порошок засыпается в бункер 6, из которого материал поступает в дозатор 7 таблетирующего устройства. В начале цикла дозатор движется влево, сталкивая ранее оформленные таблетки 4 в металлический желоб 3, по которому таблетки попадают в нагревательную камеру 2 генератора ТВЧ. В момент достижения дозатором крайнего левого положения порошок засыпается в матрицу таблетирующего устройства. После отвода дозатора в исходное положение

плунжер 5 пресса начинает опускаться и оформлять пресс-порошок в таблетку. В это же время в пресс-форме 1 уже находятся нагретые до необходимой температуры таблетки, перегруженные из нагревательной камеры специальной кареткой с гидравлическим приводом. После смыкания пресс-формы происходит процесс оформления прессовочного материала в изделие и его отверждение. По окончании процесса отверждения пресс-форма размыкается и к матрице подводится механический съемник 9 (в виде цанги), на который выталкивателем пресс-формы надевается изделие. Съемник вместе с изделием перемещается в исходное положение к автоматическому устройству 8 для механической обработки изделия (удаление грата). По окончании обработки изделие 10 падает в приемную тару или на ленточный конвейер 11, которым подается на контроль и упаковку.

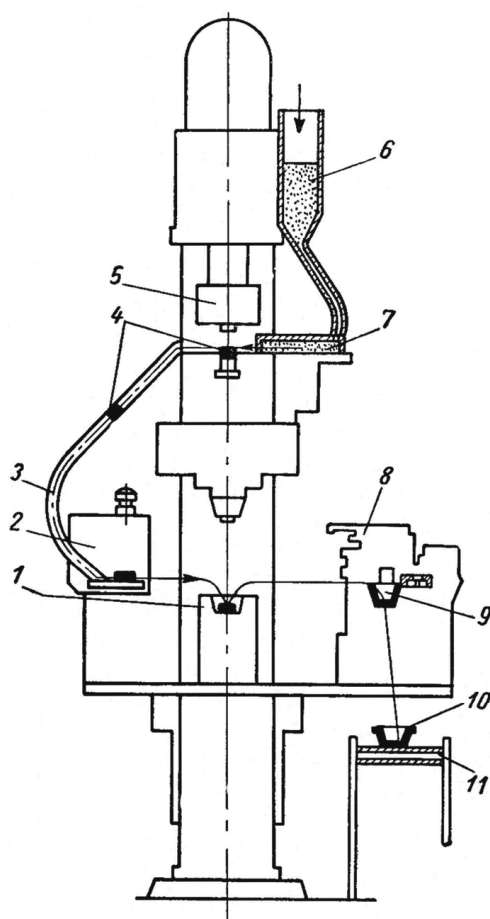


Рис. 1.8. Схема четырехоперационного пресс-автомата

Прессование изделий из реактопластов на автоматических прессах имеет существенные недостатки, к которым в первую очередь относится необходимость затраты большой части времени цикла на последовательные возвратно-поступательные движения рабочих и вспомогательных органов пресса (главного плунжера и выталкивателя пресса, устройства для загрузки материала в пресс-форму, удаления из нее отпрессованных изделий и ее очистки, устройства для свинчивания резьбовых изделий, предохранительных и контрольных механизмов и т.д.).

Этот недостаток устранен на роторных пресс-автоматах револьверного типа, ротор которого поворачивается периодически на определенный угол, и ротационного типа, ротор которого вращается непрерывно.

В роторном пресс-автомате в позиции *I* прессуемый материал 4 через лоток 5 загружается в матрицу *I* пресс-формы (рис. 1.9).

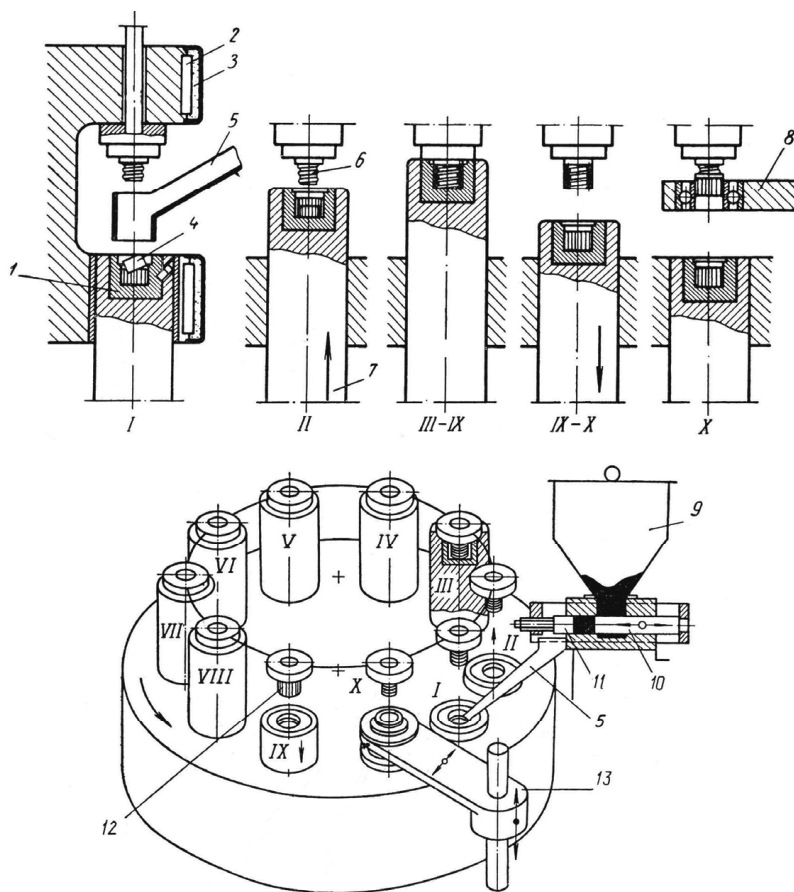


Рис. 1.9. Схема действия роторного пресс-автомата

Формодержатель 7 поднимается (позиция II) и происходит формирование изделия и его отверждение (позиции III–IX). В промежутке между позициями IX и X формодержатель с матрицей опускаются, после чего в позиции X специальное устройство 8, закрепленное на рычаге 13, свинчивает с резьбового знака пуансона 6 отпрессованное изделие 12. В дальнейшем цикл прессования повторяется. Матрицы и пуансоны обогреваются электрическими нагревателями сопротивления 2, закрытыми теплоизоляционными кожухами 3.

Пресс-автомат оснащен устройством для точного объемного дозирования порошкообразного материала. Материал загружают в бункер 9, из которого он попадает в дозирочную зону между пуансонами 10 и 11. Под действием привода пуансоны перемещаются влево, при этом заключенная между пуансонами доза материала высыпается в лоток и загружается в пресс-форму.

Коэффициент использования подобного пресса в производстве изделий составляет 65...70%.

Наиболее полно требованию автоматизации процесса удовлетворяют роторные линии, в которых совмещены во времени все транспортные и производственные операции. Отличительной особенностью роторных линий является наличие нескольких непрерывно вращающихся роторов. Каждый ротор представляет собой многопозиционную машину, предназначенную для осуществления какой-либо одной технологической или транспортной операции. Каждая позиция ротора оснащена комплектом инструмента, который вращается с ротором и обрабатываемым материалом [1].

Например, приведена автоматическая линия ЛПИ–10, предназначенная для компрессионного прессования резьбовых изделий, состоит из трех рабочих и четырех транспортных роторов, которые приводятся во вращение общим электродвигателем (рис. 1.10). При этом благодаря жесткой кинематической связи обеспечивается синхронность [1].

Пресс-порошок из бункера подается ротором дозирования 1 на ротор таблетирования 2. Отформованные таблетки транспортным ротором 3 передаются на 24-позиционный ротор 4 предварительного подогрева, осуществляемого ТВЧ. Нагретые до температуры 80...90 °C таблетки транспортным ротором 5 последовательно передаются в матрицы ротора прессования 6, имеющего 36 позиций, каждая из которых состоит из гидравлических цилиндров прессования и выталкивания пресс-инструмента. На каждой позиции ротора прессования осуществляются: смыкание, выдержка под давлением и размыкание пресс-форм, а также, при необходимости, подпрессовка.

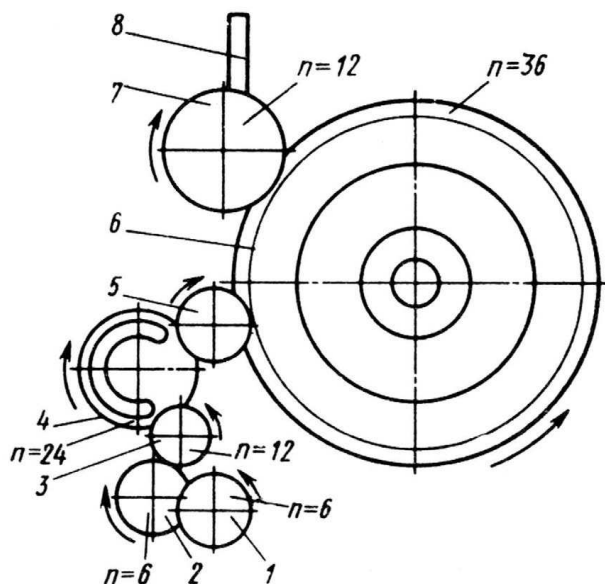


Рис. 1.10. Схема роторной линии ЛПИ-10
(n – число позиций ротора)

За время прохождения от позиции загрузки до позиции разгрузки пресс-материал, находящийся в нагретой замкнутой пресс-форме, отверждается. После окончания процесса прессования пресс-форма размыкается и изделие выталкивается на резьбовом знаке, который вывинчивается из изделия. Транспортным ротором 7 готовое изделие передается на лоток 8, а затем – в сборник [1].

Наряду с трехоперационными роторными линиями, выполняющими таблетирование, нагрев материала и прессование изделий, применяют и другие роторные линии, например, четырехоперационные, которые кроме перечисленных операций производят и обработку изделий. Техническая характеристика некоторых роторных линий приведена в табл. 1.2.

Кроме роторных линий при производстве изделий из реактопластов с толщиной стенки не менее 10 мм применяются автоматические прессовые линии с выносными пресс-формами (рис. 1.11). Линия состоит из питателя 4 для загрузки таблетированного материала в пресс-форму пресса 5 для смыкания и механизмом запирания пресс-формы, шагового конвейера 7 для перемещения сомкнутых пресс-форм 6, пресса 3 для раскрытия пресс-формы и гидроцилиндра 1 для выталкивания отпрессованных изделий из пресс-формы.

1.2. Техническая характеристика роторных линий

Параметр	Линия					
	ЛПН 65-30/7	ЛПН 5	ЛПН 10	ЛПН 16	ЛПН 25	ЛПН 63
Сила прессования, кН	100	50	100	160	250	630
Максимальные размеры изделий (длина × ширина × высота), мм	60×50×30	40×40×30	60×50×50	75×75×60	90×90×60	145×145×125
Максимальная масса изделия, г	30	16	30	50	100	200
Число позиций в роторе прессования	32	45	32	28	24	12
Габаритные размеры, мм длина × ширина × высота	2,5×2,2×2,8	2,8×1,4×2,5	2,5×1,8×2,5	2,5×2,5×2,5	3×2,5×3	3×2,5×3,2
Производственная площадь, м ³	22	20	20	22	25	25
Масса, т	10	7	8	12	15	16

□

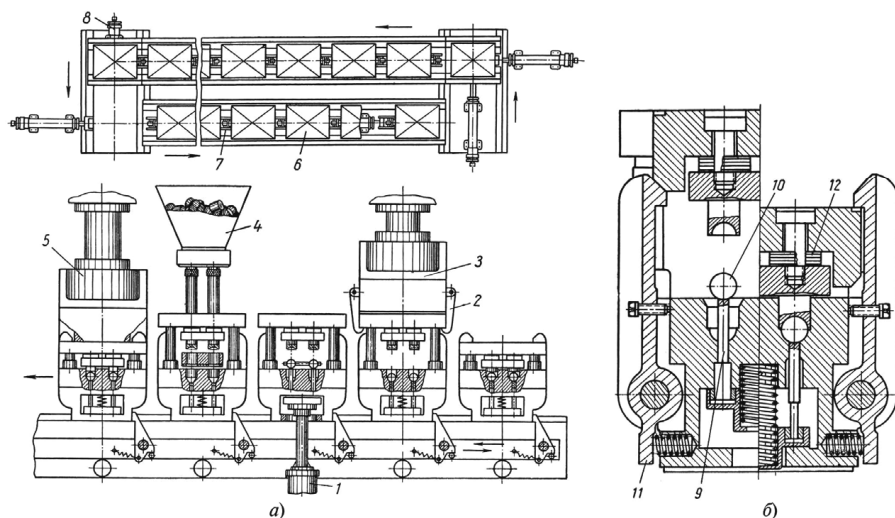


Рис. 1.11. Автоматическая прессовая линия с выносными пресс-формами:
а – общий вид линии; *б* – выносная пресс-форма с запорным устройством

Цикл начинается с загрузки в пресс-форму предварительно нагретых таблеток из питателя 4. Шаговый конвейер перемещает раскрытую пресс-форму под пресс 5, который смыкает ее, сжимая пакеты тарельчатых пружин 12, и оформляет изделия, при этом захваты 11 автоматически запирают пресс-форму. В конце первой линии пресс-форма под действием толкателя 8 перемещается на вторую линию шагового конвейера, которая возвращает пресс-форму к началу первой линии. Во время транспортировки изделие отверждается в нагретой пресс-форме.

С помощью прессы 3 происходит раскрытие пресс-формы. При этом плунжер прессы вначале сжимает тарельчатые пружины пресс-формы, в результате чего высвобождаются ее захваты. После отвода пуансона пресс-форма под действием тарельчатых пружин остается в раскрытом состоянии, перемещается конвейером к выталкивающему устройству, на котором готовые изделия 10 выталкиваются шпильками 9 под действием гидроцилиндра 1 и удаляются из пресс-формы специальным съемником.

Специализированные прессы. Принцип действия большинства гидравлических прессов аналогичны. Их конструктивные различия связаны с проведением специфических операций при получении изделий особого вида. К таким прессам относятся специализированные прессы [5]. В зависимости от назначения и конструктивных особенностей гидравлические прессы для пластмасс подразделяют на литьевые, прессы профильного прессования, угловые, этажные, блок-прессы. Несмотря на конструктивные особенности, принцип действия, методы расчета этих прессов общие.

На рисунке 1.12 показан пресс для литьевого прессования: левая часть – это исходное положение, когда материал в виде таблеток размещен в материальном цилиндре, правая часть соответствует циклу формования.

Непрерывное профильное прессование – это метод получения изделий постоянного поперечного сечения и практически неограниченной длины путем продавливания материала через формующий инструмент с открытым входным и выходным отверстиями (рис. 1.13). В зависимости от конструкции оформляющего инструмента профильным прессованием можно получить как сплошные, так и полые изделия разнообразной формы: трубы, стержни, ленты, уголки равнобокие и неравнобокие, тавровые, двутавровые, коробчатые, швеллерные и др. Профильное прессование производится обычно на специальных горизонтальных гидравлических прессах [1].

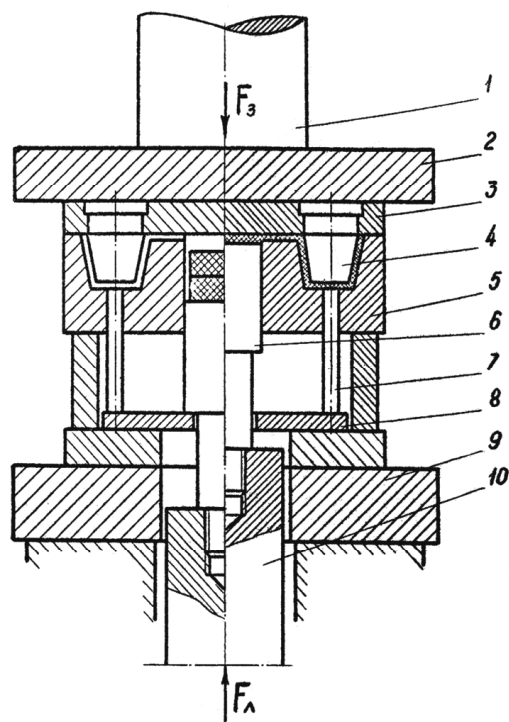


Рис. 1.12. Пресс для литьевого прессования:

- 1 – рабочий плунжер пресса; 2 – подвижная плита пресса с многогнездной литьевой полуформой; 3 – обойма пуансона; 4 – пуансон; 5 – блок матриц с материальным цилиндром; 6 – плунжер впрыска; 7 – выталкиватели пресс-формы; 8 – плита выталкивателей; 9 – неподвижная плита пресса; 10 – плунжер цилиндра впрыска; F_3 – сила запирания пресс-формы; $F_{\text{л}}$ – сила литья

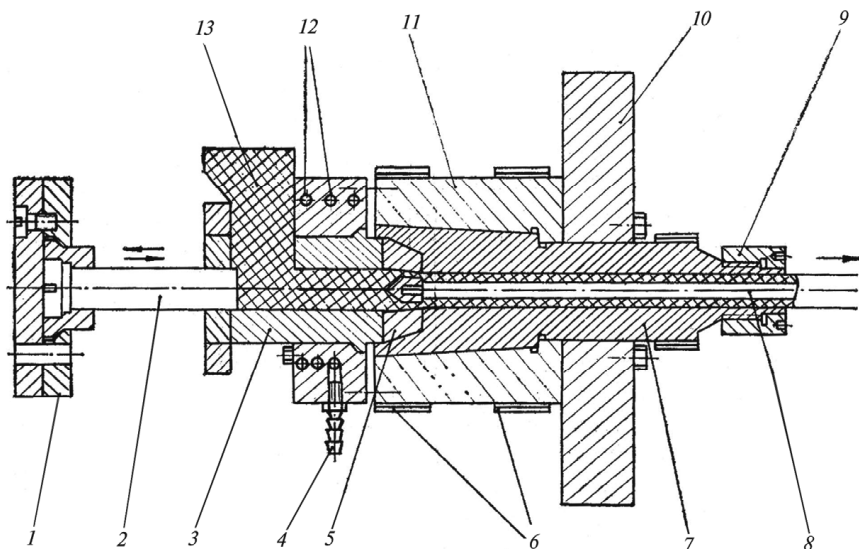


Рис. 1.13. Пресс для профильного прессования:

- 1 – фланец крепления плунжера; 2 – плунжер; 3 – загрузочная камера;
 4 – штуцер для подвода охлаждающей воды; 5 – дорнодержатель;
 6 – электрообогрев; 7 – матрица; 8 – дорн; 9 – мундштук;
 10 – фланец матрицы; 11 – обойма; 12 – каналы охлаждения; 13 – бункер

Угловые прессы служат для прессования сложных изделий в пресс-формах с двумя плоскостями разреза. На общей станине расположены два рабочих цилиндра: горизонтальный и вертикальный. Первый цилиндр служит для замыкания пресс-формы в вертикальной плоскости, а второй – для прессования. Для того чтобы в процессе прессования форма не раскрывалась, сила горизонтального цилиндра должна быть в 1,5 раза больше, чем вертикального.

Блок-прессы применяют для прессования плит из целлулоида, а этажные – при производстве листовых материалов.

1.1.2. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Литьевые машины предназначены для формования изделий из полимерных материалов, в основном из термопластов. Литьевые изделия из термопластов выпускают размерами от 1 мм до 4 м и массой от нескольких миллиграмм (например, детали микромеханизмов точной механики) до 30...40 кг (например, интегральные панели несущего кузова легкового автомобиля) [2].

Способ литья под давлением заключается в следующем. Гранулированный материал из бункера 1 подается в нагревательный (пластиковый) цилиндр 2, снабженный электрообогревом 3 (рис. 1.14).

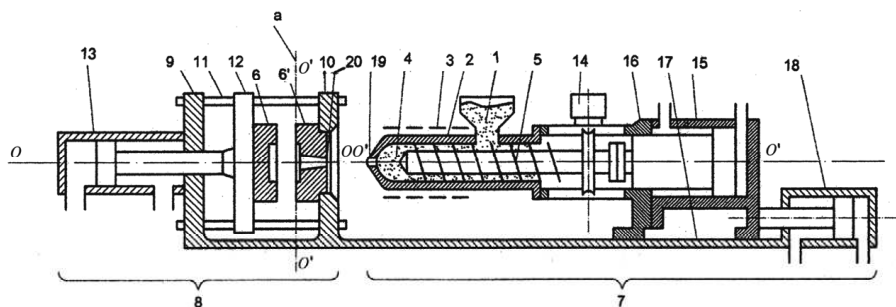


Рис. 1.14. Схема литьевой машины

Подготовленная в цилиндре доза 4 расплавленного материала впрыскивается поршнем 5 в холодную литьевую форму 6, 6', приобретает конфигурацию формуемого изделия и отвердевает.

Наиболее распространенный вариант литьевой машины состоит из двух основных технологических механизмов: впрыска 7 и смыкания формы 8. Механизм смыкания состоит из двух неподвижных плит 9 и 10, соединенных, как правило, четырьмя колоннами 11. На плите 9 закреплен привод перемещения подвижной плиты 12 (в данном случае – гидроцилиндр 13), на которой монтируется подвижная полуформа 6. На плите 10 смонтирована неподвижная полуформа 6'. Внутри нагревательного цилиндра 2 механизма впрыска 7 помещен червяк 5. Вращательное движение червяка обеспечивает привод 14 (например, гидро- или электродвигатель с червячным редуктором). Возвратно-поступательное движение червяка осуществляет гидроцилиндр 15. Корпус 16 механизма впрыска может перемещаться по станине 17 гидроцилиндром 18 для ввода в контакт (или разобщения) наконечника 19 (сопла) нагревательного цилиндра с центральным литниковым каналом 20 литьевой формы.

Полный цикл формования изделия включает следующие машинные операции.

Смыкание формы. Рабочая жидкость (масло) подается в поршневую полость цилиндра 13, полуформы 6 и 6' смыкаются и запираются с силой, достаточной для того, чтобы противостоять распорной силе, возникающей вследствие давления расплава, заполнившего литьевую форму.

Подвод узла впрыска. Масло подается в поршневую полость гидроцилиндра 18, и механизм впрыска перемещается до входа в контакт сопла 19 с формой.

Впрыск. Рабочая жидкость подается в поршневую полость гидроцилиндра 15, при этом червяк 5, работая как поршень, перемещается влево и впрыскивает через литник в оформляющую полость литьевой формы накопленную перед ним дозу расплава 4.

Выдержка под давлением. Вследствие охлаждения впрыснутого в форму расплава его объем уменьшается на 15...20%, поэтому червяк продолжает оказывать давление на материал, подавая в форму дополнительную порцию расплава. Выдержка под давлением длится до тех пор, пока материал в литнике или оформляющей полости не отвердеет. Однако к этому моменту температура материала отформованного изделия еще достаточно высокая, и изделие поэтому не способно противостоять силам, которые действуют на него при извлечении из формы.

Выдержка на охлаждении. Отформованное изделие продолжает охлаждаться в форме, при этом червяк не оказывает давление на материал.

Отвод узла впрыска. Во избежание нежелательного отвердевания материала в сопле вследствие длительного его контакта с холодной формой узел впрыска отводится от формы гидроцилиндром 18.

Набор дозы. В течение выдержки изделия в форме на охлаждении червяк должен успеть набрать дозу расплава для последующего цикла литья. Червяк приводится во вращение и транспортирует материал в сопловую зону полости нагревательного цилиндра. Здесь развивается давление расплава, достаточное для отвода червяка вправо по мере накопления дозы. Вращение червяка прекращается, когда требуемый объем дозы накоплен.

Раскрытие формы. Подвижная плита перемещается на расстояние, достаточное для того, чтобы извлечь из раскрывшейся формы изделие.

Выталкивание изделия из формы. При раскрытии формы изделие, как правило, остается в подвижной полуформе. Система выталкивания изделия приводится в движение специальным гидроцилиндром машины (на рис. 1.14 не показан), но она может приводиться в движение и механическим способом во время операции раскрытия формы.

Существует много вариантов конструктивного исполнения литьевых машин, которые могут классифицироваться по следующим признакам: способу пластикация материала, типу привода, взаимному расположению механизмов смыкания и впрыска и их количеству [6].

Тип привода рабочих органов. При гидравлическом типе перемещения подвижной плиты, червяка и механизма впрыска выполняются непосредственно гидроцилиндрами, а вращательное движение червяка обеспечивается гидродвигателем.

При гидромеханическом типе рабочие органы перемещаются гидравлическими движителями через посредство какого-либо механизма. Целесообразность такого привода рабочих органов обусловлена рядом причин. Применение его, например, в механизмах смыкания позволяет существенно уменьшить размеры гидроцилиндра и при этом возложить на него функции не только перемещения подвижной плиты

и создания значительной силы запирающей формы, но и возможности перемещения подвижной плиты с переменной технологически целесообразной скоростью.

При электромеханическом типе привода рабочих органов движителями являются электродвигатели.

Взаимное расположение механизмов смыкания и впрыска. У машин горизонтального типа оси механизма смыкания OO (см. рис. 1.14) и механизма впрыска $O'O'$ совмещены. Такой тип машин наиболее распространен, так как в этом случае для изъятия готового изделия не требуется, как правило, каких-либо дополнительных механизмов: поверхность разъема полуформ вертикальная и вытолкнутое из подвижной полуформы изделие падает вниз (в тару, на конвейер и др.).

У машин вертикального типа оси OO и $O'O'$ также совмещены, а механизмы впрыска и смыкания находятся один над другим. Такой тип машин целесообразно использовать при литье изделий с крупногабаритной и тяжелой металлической арматурой. Будучи заложенной в подвижную полуформу раскрытой формы арматура надежно удерживается в ней собственным весом вплоть до полного смыкания полуформ.

У машин углового типа оси OO и $O'O'$ взаимно перпендикулярны, например, ось $O'O'$ лежит в плоскости a смыкания полуформ (см. рис. 1.14). В машине такого типа расплав впрыскивается не в центральную, а в периферийную зону формы. В угловых машинах горизонтального типа ось OO горизонтальная, а ось $O'O'$ механизма впрыска может быть горизонтальной или вертикальной (в последнем варианте машина более компактна и предпочтительна для изделий с арматурой). Конструкции некоторых машин допускают трансформацию горизонтального типа в угловой тип. Механизмы смыкания и впрыска у них выполнены на отдельных станинах, так что пользователь может в соответствии со своими потребностями монтировать их как «в линию», так и под углом друг к другу, причем возможны варианты как горизонтального, так и вертикального расположения механизма смыкания.

Количество механизмов впрыска. Некоторые типы литьевых изделий изготавливают не из одного, а из двух материалов, различных по типу или по цвету. Например, рассеиватель заднего фонаря автомобиля выполнен из красного прозрачного материала и имеет вставку из бесцветного прозрачного материала. Последовательное заполнение формы материалами двух типов выполняется двумя механизмами впрыска, идентичными по конструкции и размещенными, как правило, параллельно друг другу. Машины с двумя механизмами впрыска имеют горизонтальное исполнение, их принято называть машинами для двухцветного литья.

Количество механизмов смыкания. При литье толстостенных изделий операция выдержки в форме на охлаждении такая длительная, что механизм впрыска, не обслуживающий в течение этой операции данную форму, успевает осуществить накопление дозы, впрыск и выдержку под давлением еще в нескольких формах. Машины для литья толстостенных изделий (каблуков или подошв для обуви) имеют один механизм впрыска и несколько (3–12) механизмов смыкания. Такие машины принято называть многопозиционными. Существуют два варианта исполнения этих машин: механизм смыкания стационарен, а механизм впрыска перемещается к каждому из них для выполнения впрыска и выдержки под давлением, и наоборот. В последнем случае чаще всего механизмы смыкания размещаются по окружности на поворотной карусели, а ось механизма впрыска горизонтальна и радиальна по отношению к этой окружности.

Параметры литьевых машин. Совокупность параметров литьевой машины данного типоразмера определяет ее технологические возможности, т.е. возможность формования на ней изделия с конкретными габаритными размерами и массой. В таблице 1.3 приведена техническая характеристика литьевых машин фирмы Манесма – Демаг [1].

1.3. Пример технической характеристики литьевых машин

Параметр	Машина	
Марка машины	ДЕ3130	KD150
Объема впрыска, см ³	125	225
Сила запираания формы, кН	1000	1500
Высота формы в направлении смыкания формы, мм:		
наибольшая	320	220
наименьшая	160	450
Ход подвижной плиты, мм	320	430
Ход гидравлического выталкивателя, мм	—	160
Расстояние между колоннами в свету, мм:		
по горизонтали	400	460
по вертикали	320	460
Давление литья, МПа	132	160
Скорость впрыска, см ³ /с	104	170

Объем впрыска — это максимальный объем дозы расплава, который может быть накоплен в нагревательном цилиндре. Он определяется диаметром червяка и максимальным ходом его осевого смещения. Это один из главных параметров технической характеристики, так как именно он определяет массу изделия, которое может быть отформовано на машине, поэтому типоразмер машины принято характеризовать именно объемом впрыска. В настоящее время производятся литьевые машины с объемом впрыска $0,5 \dots 40\,000 \text{ см}^3$.

Значения других параметров литьевой машины так или иначе связаны с габаритными размерами и толщиной стенок формуемых изделий. В связи с этим их выбирают, ориентируясь на установленный практикой вероятный диапазон габаритных размеров литьевых изделий данной массовой категории. Представление об этом диапазоне неоднозначное: машины различных изготовителей, имеющие одинаковые объемы впрыска, могут иметь существенно различные значения других параметров.

Сила смыкания — это максимальная сила, с которой форма может удерживаться в сомкнутом состоянии плитами механизма смыкания. Во избежание раскрытия формы и истечения из нее расплава эта сила должна превышать распорную силу, равную произведению давления расплава p в оформляющей полости формы на площадь отливки, т.е. площадь проекции изделия на плоскость, нормальную к направлению смыкания полуформ (рис. 1.15). Поэтому площадь отливки, однозначно связанная с силой смыкания, также часто используется вместо последнего параметра в технической характеристике.

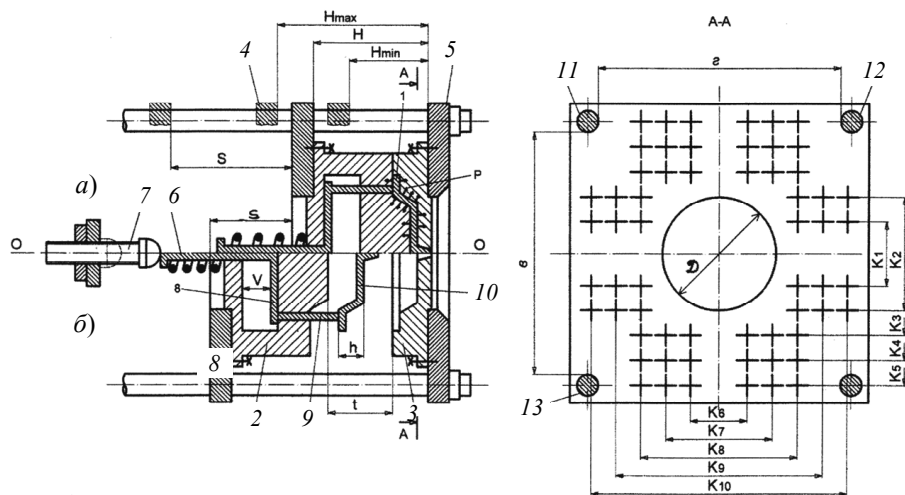


Рис. 1.15. Схема взаимодействия узла смыкания с литьевой формой:
а — форма сомкнута; *б* — форма разомкнута

Высота формы – расстояние между плитами в сомкнутом состоянии H . Для различных изделий одной весовой категории высота формы в направлении смыкания, зависящая от размера изделия h в этом же направлении, может быть различной. По этой причине расстояние между подвижной 4 и неподвижной 5 плитами в сомкнутом состоянии выполняется бесступенчато регулируемым в диапазоне от H_{\min} до H_{\max} . Именно значения H_{\min} и H_{\max} являются числовым выражением параметра характеристики «высота формы».

Ход подвижной плиты s должен быть достаточным, чтобы в образовавшийся между полуформами 2 и 3 разъем t могло беспрепятственно выпасть отформованное изделие 1 высотой h . В качестве параметра технической характеристики выступает максимальное для данного типоразмера значение хода S .

Ход выталкивателя. При механическом приводе системы выталкивания изделия элемент 6 этой системы в процессе раскрытия формы входит в контакт с неподвижным упором 7 и останавливается вместе с другими ее элементами и изделием 10, в то время как подвижная полуформа 2 продолжает перемещаться на некоторое расстояние V , в результате чего изделие сталкивается с подвижной полуформой. Позиция упора 7 регулируется в осевом направлении, так как ход V системы выталкивания не одинаков у различных форм.

При гидравлическом приводе вместо упора 7 установлен гидроцилиндр, шток которого приводит в движение элемент 6 системы выталкивания, после того как форма полностью раскроется. Максимальный ход его является параметром технической характеристики, определяя максимально допустимую величину V у литевых форм для машины данного типоразмера.

Расстояние между колоннами в свету (горизонтальное z и вертикальное $в$). При установке формы на машину ее заводят в пространство между плитами, как правило, опуская с помощью кранбалки между верхними колоннами 11 и 12. Однако, возможна установка формы горизонтальным ее смещением между колоннами 11 и 13. Очевидно, что размеры $в$ и z определяют максимально допустимые габаритные размеры формы.

Давление литья – это максимальное давление, которое способен создавать червяк в дозе расплава на стадиях впрыска и выдержки под давлением. На стадии впрыска это давление должно быть достаточным для того, чтобы заполнить расплавом с требуемой, технологически обоснованной скоростью оформляющие полости форм, имеющие наибольшее гидравлическое сопротивление. На стадии выдержки под давлением это давление должно быть достаточным, чтобы исключить дефекты, связанные с недостаточностью «подпитки», оформляющей

полости расплавом (утяжины на поверхности, раковины в теле изделия и др.). Однозначного представления о достаточном значении этого давления нет, поэтому литьевые машины выпускают с давлением литья 60...180 МПа.

Скорость впрыска (или объемная скорость впрыска) – это максимальный расход, с которым червяк может заполнить форму расплавом дозы при своем осевом перемещении. Скорость впрыска должна быть достаточной, чтобы расплав не успевал значительно охладиться, контактируя с холодными стенками полости формы в процессе ее заполнения.

Наряду со скоростью впрыска оперируют эквивалентным ему по смыслу параметром «время впрыска», которое равно частному от деления объема впрыска на скорость впрыска. Чем меньше толщина стенки формуемого изделия (толщина стенки хорошо коррелирует для большинства изделий с их массой), тем интенсивней охлаждение расплава при заполнении формы, а следовательно, меньше время впрыска. Время впрыска у современных машин составляет от сотых долей секунды (объемом впрыска около 1 см³) до 10 с и более (объем впрыска 30 000 см³ и более).

Пластикационная производительность – это максимальная (объемная или массовая) производительность, с которой червяк, вращаясь, накапливает дозу расплава. Производительность червяка зависит от его геометрических параметров, частоты вращения и типа нагреваемого (пластицируемого) материала. Под пластикационной производительностью конкретной машины понимают производительность, достигаемую на термопластах типа полистирола при максимальной частоте вращения червяка, которая у современных машин составляет 200...400 мин⁻¹.

Быстроходность литьевой машины оценивают временем холостого цикла (или числом холостых циклов в единицу времени). **Время холостого цикла** – это время цикла, который выполняется при максимальных значениях скорости и хода подвижной плиты и нулевых значениях технологического времени выдержки под давлением, на охлаждение и на набор дозы. Этот параметр, существенно влияя на реальную производительность машины, является одной из важных характеристик степени технического ее совершенства.

Установочные размеры – это, прежде всего, диаметр отверстий D в плитах, которые обеспечивают центровку формы по оси OO машины и сетка межцентровых расстояний K_i резьбовых отверстий для крепления полуформ к плитам. В соответствии с европейским стандартом, который начали применять практически все изготовители машин, принят шаг между соседними отверстиями $K_i = 70$ мм.

Механизмы впрыска. Конструкции нагревательных цилиндров (механизма впрыска) литьевых машин различных производителей достаточно однотипны, однако, конструктивные варианты привода червяка во вращение и на осевое перемещение отличаются большим разнообразием.

Толщина стенки цилиндра *1* определяется не только тем, что внутри него развивается давление расплава до 180 МПа, но и требованием достаточной однородности температуры внутренней стенки цилиндра при реально существующей окружающей неоднородности теплового потока от электронагревателей *2* (рис. 1.16). Для поддержания технологически обоснованного профиля температуры по длине цилиндра электронагреватели объединены в несколько секций, каждая из которых имеет свой датчик температуры – термопару *3* и терморегулятор. Тепловой поток от ближайшего к загрузочному отверстию *6* нагревателя может нагреть стенки корпуса *8* до температуры плавления полимера, и его гранулы прилипнут к стенке, заблокировав подачу материала в канал червяка. Во избежание этого загрузочное отверстие оснащено контуром *7* водяного охлаждения.

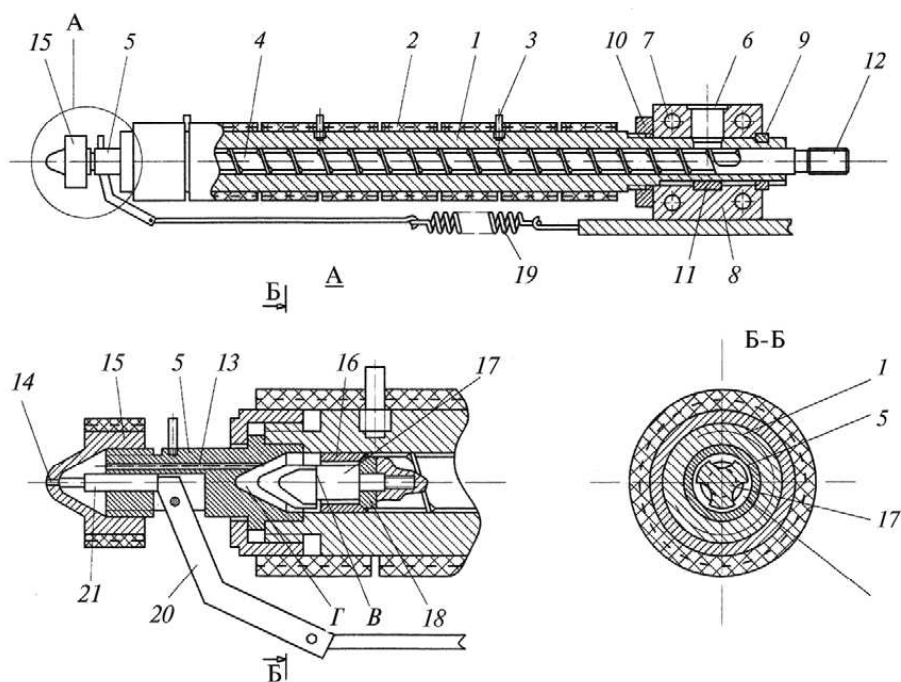


Рис. 1.16. Пластиковый цилиндр

Для полного или частичного извлечения червяка 4 (с целью ревизии состояния гребня винтовой нарезки и наконечника, очистки от де-структировавшего полимера и т.д.) переднюю часть цилиндра 5 выполняют съемной. Осевым смещением цилиндра в корпусе препятствуют разрезное кольцо 9 и гайка 10, а провороту – шпонка 11.

При впрыске в накопленной перед червяком дозе расплава (в полости Γ) развивается давление, под действием которого расплав через отверстия 13 в передней части и отверстие 14 в сопле 15 впрыскивается в форму. Под воздействием этого давления расплав может истекать из дозы через винтовой канал червяка в количестве до 30...40% ее объема, что крайне нежелательно. Во избежание таких утечек на конце червяка устанавливают обратные клапаны различной конструкции.

Наиболее распространенная конструкция клапана состоит из кольца 16 и наконечника 17 червяка. При наборе дозы червяк приводится во вращение через его шлицевой хвостовик 12 и начинает транспортировать материал. В последних витках канала червяка развивается давление расплава, которое, воздействуя на кольцо 16, смещает его влево до упора в торцовую поверхность B головки наконечника 17. При этом открывается кольцевой конический зазор между кольцом 16 и шайбой 18, через который расплав начинает поступать в полость Γ перед наконечником. При впрыске накопленной дозы гидроцилиндр впрыска начинает перемещать червяк влево, и в полости Γ возникает давление, большее, чем в последнем витке канала червяка, в результате чего кольцо 16 перемещается относительно наконечника вправо, и кольцевой конический зазор между кольцом 16 и шайбой 18 наконечника исчезает. Тем самым предотвращаются утечки расплава из дозы в винтовой канал червяка при впрыске.

Набор дозы осуществляется, как правило, при отсутствии контакта сопла 15 с литевой формой. Выходное отверстие 14 сопла сообщено с атмосферой, и под воздействием давления в полости Γ расплав может через это отверстие истекать из цилиндра. Если перерабатываются полимеры с достаточно высокой вязкостью расплава, то это истечение отсутствует. В противном случае сопловую часть цилиндра оснащают запорными клапанами, открывающими отверстие 14 только во время операций впрыска и выдержки под давлением. Клапаны могут иметь различные приводы. Клапаны первого типа имеют независимый гидравлический или электромагнитный привод рабочего органа. В клапанах второго типа подпружиненный рабочий орган открывает выходное отверстие сопла за счет силы прижима механизма впрыска к форме. На рисунке 1.16 представлен клапан третьего типа. Пружина 19 посредством рычага 20 удерживает шток 21 в прижатом к отверстию 14 состоянии. Давление расплава, развивающееся в полости Γ и, следовательно, в полости D , на стадии набора дозы (обычно не выше 10

МПа), недостаточно для того, чтобы преодолев силу пружины, отжать шток 21 вправо и открыть отверстие 14. Однако при впрыске в этих полостях развивается намного большее давление (до 180 МПа), и шток открывает отверстие 14.

Следует отметить, что в канале червяка при его вращении должно поддерживаться давление, достаточное для уплотнения размягчающихся и плавящихся гранул полимера и удаления тем самым имеющегося между ними воздуха, который отводится через загрузочное отверстие 6 в бункер. Давление в канале непосредственно зависит от того давления, которое развивается в полости Г и достаточное для отжима червяка вправо при свободном истечении масла из поршневой полости гидроцилиндра впрыска (см. рис. 1.14), но может быть недостаточным для уплотнения гранул полимеров некоторых типов. В этом случае требуемого давления в полости Г, а следовательно, в винтовом канале червяка достигают, поддерживая в поршневой полости некоторое (регулируемое) давление масла.

Закономерности процессов транспортировки полимера в винтовом канале червяка и перехода его в процессе прогрева в вязкотекучее состояние в червячных пластикаторах литьевых машин подобны таковым у экструзионных машин, рассмотренным выше. В связи с этим для проектного выбора геометрии червяка, а также для расчетного определения мощности электрообогрева, мощности привода червяка во вращение и его пластикационной производительности можно применять приведенные зависимости. Однако имеются два отличия в режиме работы червяков литьевых и экструзионных машин.

Во-первых, вращаясь, червяк смещается в осевом направлении так, что рабочая его длина (расстояние от последнего витка червяка до загрузочного отверстия) в процессе набора дозы уменьшается. Вследствие этого температура поступающего в дозу расплава уменьшается; при больших смещениях в конце набора дозы возможен даже проскок в нее отдельных неполностью расплавившихся гранул. Установлено, что при осевом смещении червяка, не превышающем в 2,5–3,5 раза его диаметр D , температурная неоднородность дозы вследствие этого фактора не превышает 12...15 °С, что считается допустимым. Исходя из этого, определяют диаметр D для типоразмера машины с объемом впрыска V :

$$V = \pi D^2 H, \quad (1.3)$$

$$\text{где } H = (2,5 \dots 3,5)D \text{ или } D = \left[\frac{4V}{(2,5 \pm 3,5)\pi} \right]^{1/3}.$$

Во-вторых, периоды вращения червяка сменяются периодами выстоя. Время пребывания материала в канале червяка, достаточное для

полного расплавления, в таком пульсирующем режиме работы обеспечивается при меньшей длине червяка по сравнению с режимом непрерывного его вращения. По этой причине червяки литьевых машин выполняют на 25...30% короче червяков экструдеров. Их длина, как правило, составляет $(18...22)D$.

Материалы червяков, виды термической обработки и другие способы упрочнения, а также технология их изготовления такие же, как у червяков экструдеров.

На рисунке 1.17 представлен один из вариантов компоновки привода, позволяющий червяку осуществлять вращение и осевое перемещение. Механизм впрыска может перемещаться относительно неподвижной плиты 1 механизма смыкания двумя гидроцилиндрами 2, скользя при этом в направляющих 3, укрепленных на станине. Пластиковый цилиндр 4 укреплен на корпусе механизма впрыска, представляющем собой единое целое с двумя гидроцилиндрами впрыска 5. Осевая сила, возникающая на червяке, как при вращении во время набора дозы, так и при отсутствии вращения во время впрыска и выдержки под давлением, передается штокам гидроцилиндров 5 через упорный подшипник 6 и траверсу 7. На траверсе закреплен корпус тихоходного высокомоментного гидродвигателя 8, а его выходной вал 9 соединен со шлицевым хвостовиком червяка 10 зубчатой муфтой 11.

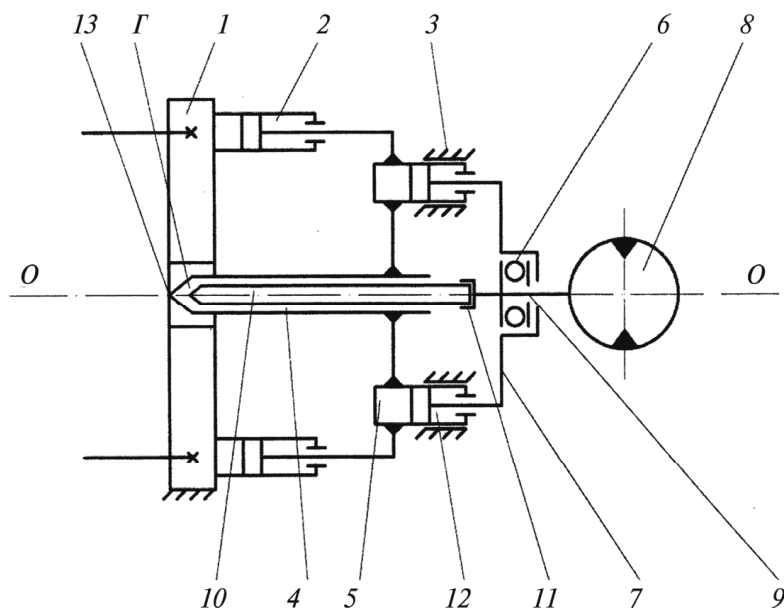


Рис. 1.17. Схема привода червяка

Как отмечалось, при работе литьевой машины гидроцилиндры впрыска 5 используются только для осевого перемещения червяка влево при впрыске; при этом масло под давлением подается в штоковые полости 12. При наборе дозы давление в полости Г, отводящее червяк вправо, создается самим червяком, нагнетающим в эту полость расплав. Однако имеется необходимость воспроизведения всего цикла работы машины при отсутствии материала в пластикационном цилиндре (например, при ремонте). В этом случае червяк отводят вправо принудительно, подавая масло в поршневые полости цилиндров впрыска 5, а штоковые полости, соединяя со сливом.

Очевидно, что суммарная сила гидроцилиндров впрыска должна быть равна произведению давления литья на площадь поперечного сечения наконечника червяка с кольцевым клапаном. Сила, которую создают гидроцилиндры прижима 2, должна превышать ту распорную силу от давления расплава, которая возникает в месте контакта сопла 13 с литниковой втулкой литьевой формы. Как правило, ее принимают равной $0,05 \dots 0,1$ от силы впрыска.

Упорный подшипник работает в течение цикла в двух режимах: статической нагрузки при впрыске и выдержке под давлением (червяк не вращается) и динамической нагрузки во время набора дозы; причем статическая нагрузка от давления литья может быть в 10 и более раз больше динамической. Типоразмер упорного подшипника необходимо определять с учетом этой особенности его работы.

Существуют варианты компоновки привода с одним гидроцилиндром впрыска и одним гидроцилиндром прижима. В этом случае из-за необходимости соблюдения соосности активной силы, создаваемой гидроцилиндром, и соответствующей ей реакции опоры, гидроцилиндры вынуждены размещать вдоль оси OO . При таком размещении гидроцилиндров значительно возрастает длина литьевой машины. Конструкция усложняется, так как гидроцилиндр впрыска приходится размещать между червяком и гидродвигателем, пропуская при этом через гидроцилиндр детали, предающие вращающий момент. В противном случае приходится двигатель размещать вне оси OO , а вращение от него червяку передавать посредством промежуточной передачи. Сравнительные оценки различных конструкций привода узлов впрыска до сих пор неоднозначны, чем и обусловлено их многообразие.

Механизмы смыкания. Механизм смыкания выполняет два вида операций: во-первых, перемещает подвижную полуформу при смыкании и размыкании формы, во-вторых, создает силу прижима полуформ друг к другу, после того как они сомкнуты (силу запираения). Первые операции выполняются при больших перемещениях со значительными скоростями, но при малых необходимых для этого силах. Вторая опе-

рация выполняется с развитием большой силы, однако возникающие при этом взаимные смещения элементов конструкции имеют значения одного порядка с упругой деформацией в силовой цепи деталей, создающих силу запирания формы. При столь различных силовых и скоростных характеристиках этих операций каждую из них целесообразно выполнять отдельным механизмом. При этом удастся обеспечить малую энергоемкость механизма смыкания при малых его габаритных размерах и металлоемкости. Для малых и средних типоразмеров машин разработаны конструкции механизмов компромиссного типа с несколько худшими показателями по энергоемкости, но более простые и надежные в работе.

На рисунке 1.18 представлена схема смыкания гидравлического типа с двумя механизмами: для смыкания формы и для ее запирания, которые имеют гидравлический привод. Механизмы смыкания такого типа применяют в машинах с силой смыкания 15 000 кН и более. Перемещение подвижной плиты 3 при смыкании и размыкании формы 9 осуществляют четыре гидроцилиндра, выполненные в колоннах 4. Колонны закреплены в подвижной плите гайками 2 и перемещаются вместе с ней при смыкании формы. В конце хода смыкания правые концы колонн, имеющие несколько кольцевых проточек, пройдя через отверстия в неподвижной плите 8, входят в захваты 6, находящиеся в раскрытом состоянии. При создании силы запирания формы захваты 6, приводимые гидроцилиндрами 7, зажимают концы колонн и в кольцевых гидроцилиндрах 5 развивается давление масла. Плита 1 необходима для закрепления левых концов штоков 10 гидроцилиндров 4.

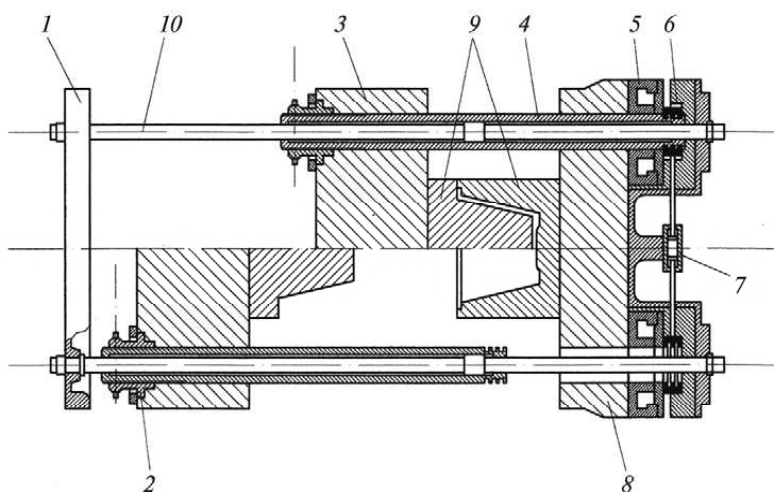


Рис. 1.18. Узел смыкания гидравлического типа

Расстояние между плитами 3 и 8 в сомкнутом состоянии регулируют, приводя во вращение четыре гайки 2 с помощью цепной передачи.

Механизм смыкания гидромеханического типа выполняет как смыкание – размыкание полуформ 1 и 2, так и их запираение с требуемой силой (рис. 1.19). При подаче масла в поршневую полость гидроцилиндра 3 рычаги 4 и 5 коленчато–рычажного механизма, распрямляясь, перемещают по четырем колоннам 7 подвижную плиту 6 с полуформой 2. Необходимая для этого сила гидроцилиндра невелика, так как связана лишь с преодолением сил трения. При постоянном расходе подаваемого в гидроцилиндр масла скорость перемещения плиты 6 на основной части ее хода сравнительно большая, однако в конце, перед входом в контакт полуформ, она значительно уменьшается. Этим обеспечиваются большая быстроходность и безударное смыкание формы.

Полуформы 1 и 2 входят в контакт при некоторых достаточно малых значениях углов α_1 , α_2 , β (порядка $3 \dots 5^\circ$). Дальнейшее перемещение поршня гидроцилиндра приводит к тому, что эти углы становятся равными нулю. При этом в рычагах 4 и 5 возникает сжимающая, а в колоннах 7 – растягивающая силы (а также соответствующие им деформации), запирающие полуформы 1 и 2. Вследствие малости углов α и β в момент начала развития силы запираения коэффициент мультипликации силы для данного механизма очень большой, благодаря чему очень высокие значения силы запираения удается создать тем же малым гидроцилиндром 3. Силы запираения можно регулировать от максимального значения до нуля, изменяя значения углов α и β в позиции входа в контакт полуформ. Весь механизм смонтирован на промежуточной плите 8, имеющей резьбовой хвостовик 9.

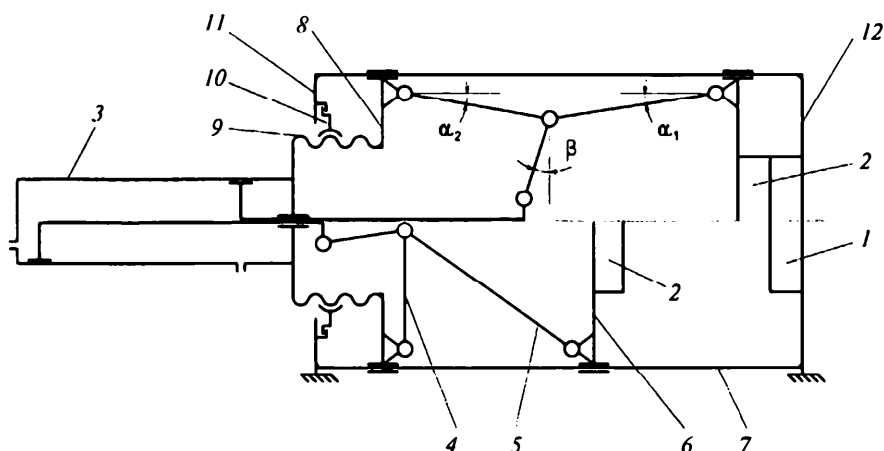


Рис. 1.19. Узел смыкания гидромеханического типа

Вращая гайку 10, закрепленную на подвижной плите 11, можно смещать весь механизм относительно второй неподвижной плиты 12 с полуформой 1, изменяя тем самым значения углов α и β .

Кинематический и силовой анализы механизмов подобного типа, позволяющие определить размеры всех элементов, выполняются традиционными в теории механизмов и машин методами. Однако следует иметь в виду, что размеры поперечных сечений деталей, входящих в силовую цепь, создающую силу запирания, должны определяться не только условием их прочности, но и требованием достаточной общей жесткости механизма смыкания, которую принято оценивать суммарной продольной деформацией деталей силовой цепи при развитии паспортной (максимальной) силы запирания форм. С увеличением жесткости уменьшается, во-первых, продольная деформация литейной формы на стадии развития в ней давления расплава, что повышает достижимую точность формуемых изделий, во-вторых, работа по созданию силы запирания, т.е. снижается энергоемкость механизма смыкания, но увеличиваются размеры и металлоемкость. Современные литейные машины имеют жесткость механизмов смыкания порядка 1 мм на 1000 кН силы запирания [13].

Управление литейными машинами. Литейные машины, как и большинство машин-автоматов, имеют четыре машинных режима работы.

1. **Наладочный режим.** Каждая из операций цикла формования выполняется после ручного нажатия соответствующей кнопки на пульте управления и длится до тех пор, пока кнопка нажата. Операции выполняются при минимальных значениях скоростей и в любой последовательности. Этот режим используется преимущественно при монтаже формы.

2. **Ручной режим.** Каждая операция начинает выполняться при нажатии кнопки и длится с заданной скоростью до полного ее завершения только в технологической их последовательности. Режим используется для установки технологических параметров режима литья.

3. **Полуавтоматический режим.** После нажатия кнопки машина выполняет все операции цикла литья и после раскрытия формы останавливается. Режим используют при ручном извлечении изделий из формы или ручной установке арматуры в нее.

4. **Автоматический режим.** После исполнения цикла литья изделие выталкивается из формы (в тару, на конвейер), а затем цикл литья повторяется.

1.2. ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ЛИТЬЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.2.1. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ

Червяки пластикационных устройств. В процессе работы пластикационного устройства червяк испытывает большие нагрузки. Он передает значительные крутящие моменты, подвергается истиранию из-за трения о стенку цилиндра и перерабатываемый материал, может испытывать воздействие агрессивных сред (при переработке жесткого поливинилхлорида и его сополимеров выделяется соляная кислота). Для переработки подобных материалов червяк должен обладать высокой коррозионной устойчивостью.

Большинство перерабатываемых материалов в процессе пластикации не выделяют особенно активных агрессивных сред. Для переработки таких материалов червяки целесообразно изготавливать из азотированных сталей, так как ввиду большой длины и сложного профиля нарезки червяков наилучшим видом их термообработки, исключая коробление, является азотирование. Азотируемый слой обладает высокой твердостью, сохраняя свои свойства при температурах 773...823 К, и большой устойчивостью против истирания. Азотирование повышает химическую устойчивость против коррозии во многих агрессивных средах. В настоящее время для упрочнения червяков используют процесс ионитрирования.

Гальванически хромированные червяки недолговечны, так как наличие температурных напряжений и напряжений, возникающих от деформации кручения в процессе работы червяка, приводит к растрескиванию, а затем и шелушению слоя хрома.

Хорошие результаты работы показали червяки из азотируемой стали марок 38ХМЮА, 40ХН2МА. Достигаемая при азотировании или ионитрировании твердость поверхности червяка составляет 70...74 по HRA. После азотирования рабочую поверхность червяка и шлифуют, а затем полируют.

Для переработки материалов, у которых температура пластикации близка к температуре разложения, червяки следует изготавливать из высоколегированных коррозионно-устойчивых сталей марок 9Х18, 1Х17Н2, 14Х17Н2.

Для увеличения долговечности червяков некоторые зарубежные фирмы производят наплавку витков по наружному диаметру твердыми

сплавами (стеллитом, сормайтотом) и проводят насыщение поверхности червяков ионами азота методом ионитрирования. Поверхность червяков обрабатывают по 9, 10 классу точности.

Цилиндры пластикационных устройств. Пластикационные и инъекционные цилиндры литьевых машин выполняются из круглого проката или цилиндрических поковок. Пластикационные цилиндры в большинстве случаев изготовляют цельными и реже составными, с запрессованными в них гильзами. Цилиндры и гильзы обычно выполняют из азотированной стали марок 38ХМЮА, 40ХН2МА. Твердость внутренней поверхности цилиндра или гильзы должна быть меньше твердости червяка на 8–10 единиц, что предотвращает их взаимный зади́р и попадание стружки в расплав полимера, а также заклинивание червяка в цилиндре машины. Инъекционные цилиндры эксплуатируют при высоких рабочих давлениях (до 200 МПа) и высоких рабочих температурах (до 673 К). Внутренняя поверхность цилиндра в рабочей зоне обрабатывается до 9 класса, а зоны загрузки – до 7 класса точности.

Плиты механизмов замыкания литьевых машин с усилием до 800 кН изготовляют из листового проката стали 45 (ГОСТ 1050–2013). Рабочие поверхности обрабатывают по 6, 7 классу шероховатости поверхности. Плиты четырехколонных машин обычно изготовляют из сталей 35Л, 40Л и 45Л (ГОСТ 977–88) и значительно реже применяют сварные конструкции из листового проката стали 35. Для вертикальных литьевых машин основание обычно выполняют из чугуна СЧ 21. Конструкция выбирается в зависимости от условий изготовления коробчатого или таврового сечения с расчетным допускаемым напряжением изгиба $[\sigma] = 30 \dots 40$ МПа.

Подвижные плиты (перекладины) прессового оборудования изготовляют литыми из стали или чугуна или сварными из стального листа.

Направляющие колонны литьевых машин обычно изготовляют из сталей 35, 40, 45 (ГОСТ 1050–2013) и 40Х (ГОСТ 4543–71), которые мало чувствительны к концентрации напряжений и хорошо переносят пульсирующие нагрузки. Рабочую поверхность колонн, по которым перемещается подвижная плита, тщательно шлифуют до 8 или 9 класса шероховатости по ГОСТ 2789–73. Остальные поверхности колонн обрабатываются по 6 классу шероховатости. Для повышения износостойкости рабочие поверхности колонны подвергаются поверхностной закалке токами высокой частоты, хромированию или азотированию (последний метод применяют для колонн из стали марки

38ХМЮА). Колонны гидравлических прессов обычно изготавливают из Ст5 или низколегированных сталей.

Гайки колонн изготавливаются из углеродистой стали марок 35, 40, 45 (ГОСТ 1050–2013) и 40Х (ГОСТ 4543–71).

Материалом для изготовления *опорных полуколец* служит сталь марки 45 или 40Х. Боковые поверхности полуколец обрабатываются по 7 классу шероховатости.

Гидроцилиндры. На современных литевых машинах устанавливают: стальные кованные цилиндры, когда давление превышает 18...20 МПа при скорости перемещения поршня более 0,2 м/с; чугунные литые цилиндры или цилиндры из труб, когда давление менее 15 МПа и скорости перемещения поршня не более 0,2 м/с; стальные литые цилиндры при больших диаметрах поршня и давлениях до 32 МПа. Стальные литые цилиндры получили наибольшее распространение для привода простых и двухступенчатых гидравлических механизмов, а также перемещения инжекционного червяка (или поршня). На литевых машинах большой мощности применяют преимущественно плунжеры, которые при диаметрах более 200 мм выполняют пустотелыми. Плунжеры изготавливают из чугуна СЧ 21 и сталей 35Л, 35 и 45.

Гидроцилиндры прессов выполняют чаще всего из стали 35. Кованные цилиндры изготавливают из углеродистых или низколегированных сталей. Для рабочих давлений до 20 МПа используют литые цилиндры. При рабочих давлениях не более 32 МПа применяются литые стальные цилиндры из стали 35Л.

Плунжеры гидроцилиндров малого диаметра (до 200...250 мм) выполняются сплошными из углеродистой стали. Рабочая поверхность таких плунжеров имеет твердость 35...40 единиц HRC. При применении хромомолибденовых сталей поверхностная твердость достигает 65...85 единиц HRC.

Для облегчения плунжеры больших диаметров часто выполняют полыми, причем их обычно изготавливают литыми из стали. Плунжеры, изготовленные из отбеленного чугуна, обладают поверхностной твердостью 55...75 единиц HRC. В связи с высокой хрупкостью применять такие плунжеры на прессах с верхним рабочим цилиндром не следует, так как в случае поломки плунжера может произойти падение плиты, что может привести к несчастным случаям.

Станины прессов изготавливают сварными из стального листа или проката, а также литыми из стали или модифицированного чугуна.

Применяемые материалы: чугунное литье СЧ 24; стальное литье 35Л, 45Л; листовой прокат (для сварных конструкций) из стали марки Ст3.

1.2.2. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ЧЕРВЯКОВ ИНЖЕКЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛИТЬЕВЫХ МАШИН

Червяк в машине для литья под давлением выполняет следующие функции: осуществляет набор заданного для впрыска объема материала, совершая вращательное движение и перемещаясь при этом назад; впрыскивает в оформляющую полость подготовленную порцию материала при заданном давлении впрыска, выполняя роль поршня и совершая поступательное движение вперед.

При проверке прочности червяков нужно учитывать следующие внешние силовые факторы: осевое усилие, возникающее от давления расплава на торцевую поверхность конца червяка, и крутящий момент, подводимый к хвостовику. Наиболее нагруженным является поперечное сечение сердечника червяка под загрузочным окном, так как крутящий момент здесь имеет максимальное значение, а площадь этого сечения минимальна.

В современных машинах для литья под давлением в процессе набора дозы материала рабочие давления, возникающие в цилиндре, невелики (не превышают давления запираания сопла инжекционного цилиндра), а при впрыске рабочее давление может достигать значений 200 МПа и выше.

Поскольку в процессе набора дозы материала рабочее давление, действующее на червяк, невелико, то проверять червяк на продольную устойчивость от осевого усилия и на прогиб под действием собственного веса во избежание касания стенок цилиндра не обязательно по следующим причинам. Поскольку винтовой канал нарезки червяка заполнен материалом, то затекающий в зазор между гребнем нарезки и цилиндром расплав образует смазочный слой, надежно предотвращающий касание червяка и цилиндра; червяк оказывается как бы плавающим на этой жидкостной подушке расплава материала. Она же оказывает и поддерживающее воздействие на червяк, предотвращающее потерю им продольной устойчивости, которая произошла бы, если бы червяк был нагружен аналогичным образом и находился бы вне цилиндра с материалом [6, 8]. Однако, опыт эксплуатации литьевых машин показывает, что червяки интенсивно изнашиваются в зоне дозирования. Это говорит о том, что передний конец червяка в процессе

работы все же скользит по внутренней поверхности цилиндра, что может происходить на стадии впрыска материала в оформляющую полость пресс-формы под высоким давлением. Поэтому, кроме расчетов на прочность и жесткость, сердечник червяка должен проверяться на устойчивость от осевого усилия, возникающего при впрыске.

При расчете червяков на прочность в машинах для литья под давлением необходимо учитывать следующие действующие усилия:

1. Осевое усилие, развиваемое гидроцилиндром впрыска, H ,

$$P_1 = \frac{\pi D_n^2}{4} p_r,$$

где p_r – рабочее давление жидкости в гидроцилиндре впрыска, МПа; D_n – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

2. Осевое усилие, развиваемое при вращении червяка, H ,

$$P_2 = \frac{9550N}{nR_{cp} \operatorname{tg} \varphi},$$

где N – мощность привода червяка в кВт; n – частота вращения червяка, об/мин; φ – угол подъема винтовой линии, град; $\operatorname{tg} \varphi = \frac{t}{\pi D_{\text{ч}}}$,

где t – шаг нарезки червяка, м; $D_{\text{ч}}$ – наружный диаметр червяка, м; R_{cp} – средний радиус червяка, м,

$$R_{cp} = \frac{D_{\text{ч}} + d_B}{2},$$

где d_B – диаметр сердечника червяка в зоне загрузки, м.

Суммарное осевое усилие, действующее на червяк, в машинах для литья под давлением, кН,

$$P = P_1 + P_2.$$

3. Собственный вес червяка.

4. Результирующее усилие, вызывающее поперечный изгиб червяка из-за неоднородной вязкости расплава в различных радиальных сечениях, перпендикулярных к оси червяка.

5. Окружное усилие на червяке при его вращении. Под действием указанных усилий червяк находится в процессе работы в сложном напряженном состоянии, испытывая деформацию сжатия, кручения и изгиба.

Схема расчета червяка и его опор представлена на рис. 1.20. Методика расчета червяка на прочность и продольный изгиб, а также программа расчета на ЭВМ изложены в [9].

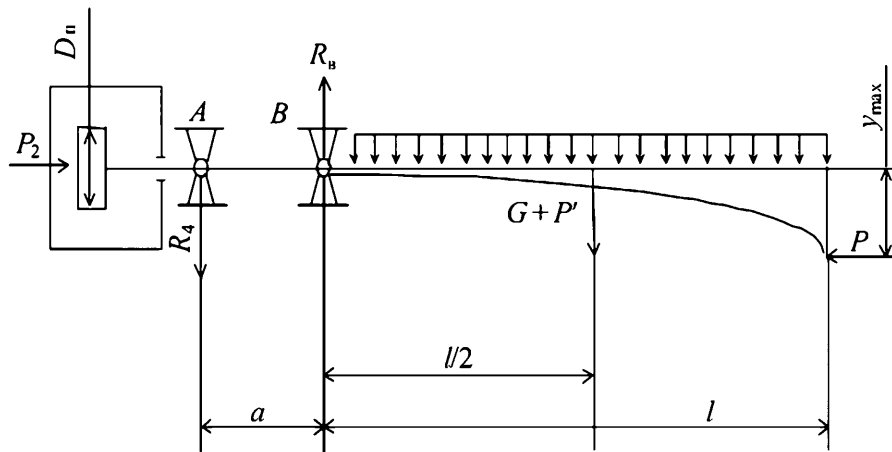


Рис. 1.20. Расчетная схема нагружения червяка

1.2.3. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ КОНСТРУКЦИИ ШНЕКА С ОСЕВЫМ ОТВЕРСТИЕМ И РАЗРЫВНЫМИ ВИТКАМИ

Вопросы прочности подобного типа конструкции изложены ранее [9], поэтому ограничимся записью расчетных формул для определения максимального эквивалентного напряжения и максимального прогиба шнека (рис. 1.21):

$$\max \sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{max}}}{W_0} + \frac{N_{\text{п}}}{F} + \frac{N_{\text{п}} W}{W_0} \right)^2 + \left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_0} \right)^2} \leq [\sigma], \quad (1.4)$$

$$\max W = \frac{W_{\text{max}}}{1 - \frac{N_{\text{п}}}{N_3}} \leq [W], \quad (1.5)$$

где R_1 , R_2 , R_0 — радиусы витков, сердечника, осевого отверстия шнека, соответственно;

e — ширина витка шнека; $W_0 = \frac{\pi R_2^3}{2} \left(1 - \left(\frac{R_0}{R_2} \right)^4 \right) -$

осевой момент сопротивления шнека изгибу;

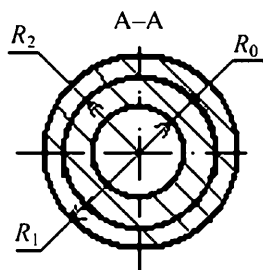


Рис. 1.21. Поперечное сечение шнека с осевым отверстием:
($R_1 - R_2$) \equiv x_1 ; $e \equiv x_2$;
 $R_0 \equiv x_3$

$F = \pi(R_2^2 - R_0^2)$ – площадь поперечного сечения вала шнека; $[W]$ – допускаемый прогиб вала шнека, который не должен превышать величины радиального зазора между гребнем винтовой нарезки и внутренней поверхностью материального цилиндра.

Основная цель данного проектирования состоит в том, чтобы на основании расчетных формул (1.4) и (1.5) найти такие оптимальные геометрические параметры шнека, которые наряду с прочностными характеристиками и эффективным отводом тепла обеспечивали бы минимальную массу конструкции (1.3):

$$M(\bar{x}) = \pi \rho \left[l_0 (R_1 - x_1)^2 + (R_1 - x_1)^2 l + \right. \\ \left. + (2(R_1 - x_1/2)/\cos\beta) x_1 x_2 n - x_3^2 (l_0 + l) \right]. \quad (1.6)$$

В связи с этим ставится задача: найти вектор параметров управления $\bar{x} = (x_1, x_2, x_3)$, который минимизирует целевую функцию, характеризующую расход материала (массы). При этом должны выполняться ограничения по прочности

$$\max \sigma_s \leq [\sigma]; \quad (1.7)$$

$$\max W \leq [W] \quad (1.8)$$

и геометрические ограничения по параметрам управления

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad (i = 1, 2, 3, 4). \quad (1.9)$$

Здесь $\max \sigma_s$, $\max W$ – максимальное эквивалентное напряжение и прогиб шнека, определяемые по формулам (1.4) и (1.5); $[\sigma]$, $[W]$ – допускаемое напряжение для материала шнека и допускаемый прогиб для конструкции системы шнек–цилиндр; $M(\bar{x})$ – масса шнека; x_i – геометрические размеры составного цилиндра, которые принимаются равными: a_i , b_i – наименьшее и наибольшее значения параметров управления; ρ – плотность материала цилиндров.

При проектировании конструкции минимальной массы $M(x)$ использован метод скользящего допуска (МСД) [9].

Для шнека со следующими исходными данными: $R_1 = 0,032$ м; $p = 5$ МПа; $l_0 = 0,016$ м; $l = 0,704$ м; $n = 10$ витков (разрыв после второго витка); $[\sigma] = 325$ МПа; $[W] = 0,01 R_1$ мм; $(0,001 \leq x_1 \leq 0,006)$ м; $(0,001 \leq x_2 \leq 0,004)$ м; $(0,001 \leq x_3 \leq 0,007)$ м; материал шнека сталь; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м³ с помощью программы «minMSCRE» (прил., программа 1) [10], реализующей алгоритм МСД (блок–схема приведена на рис. 1.22), получены следующие значения оптимальных параметров конструкции: $x_1^* = 0,0024$ м; $x_2^* = 0,0011$ м;

$x_3^* = 0,0058$ мм. При этом минимальная масса шнека составила $M_{\min}^* = 12,5$ кг.

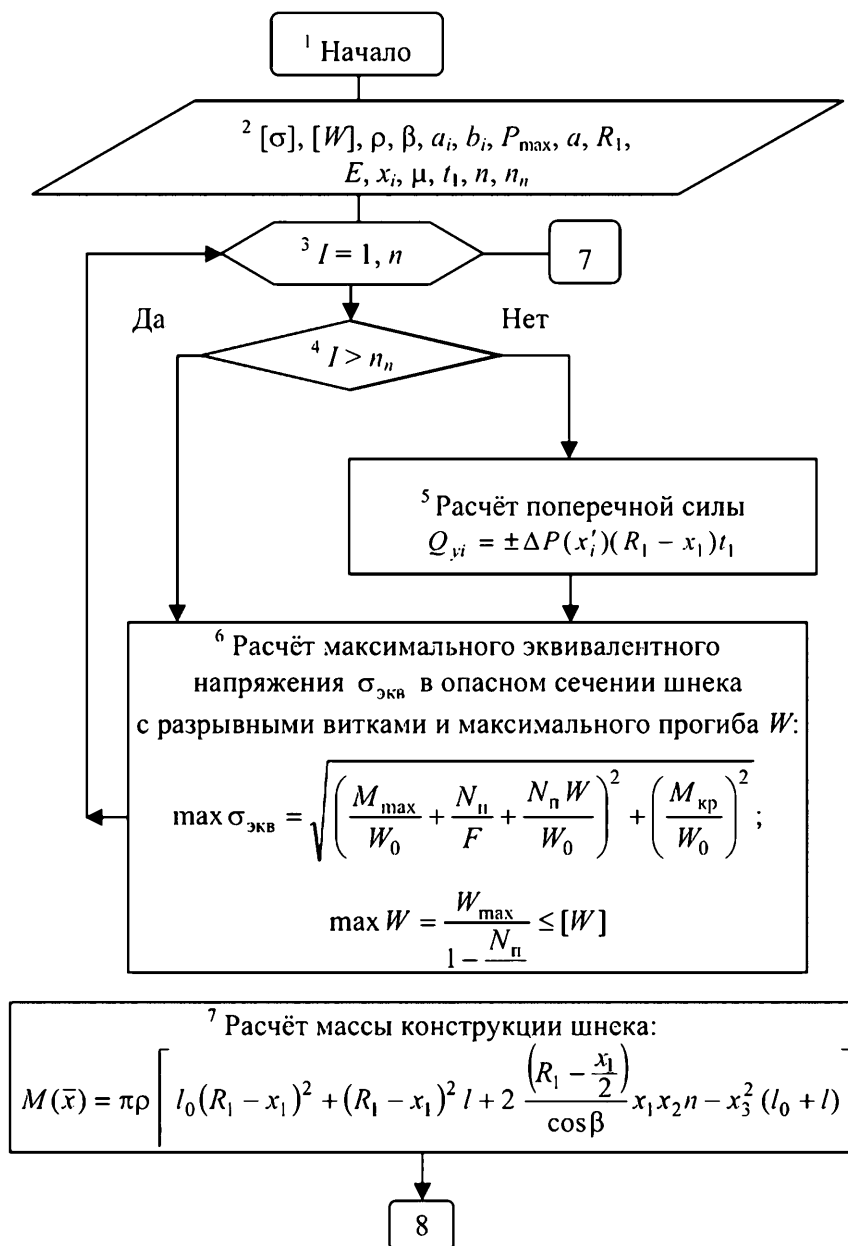


Рис. 1.22. Блок-схема алгоритма минимизации массы шнека с разрывными витками

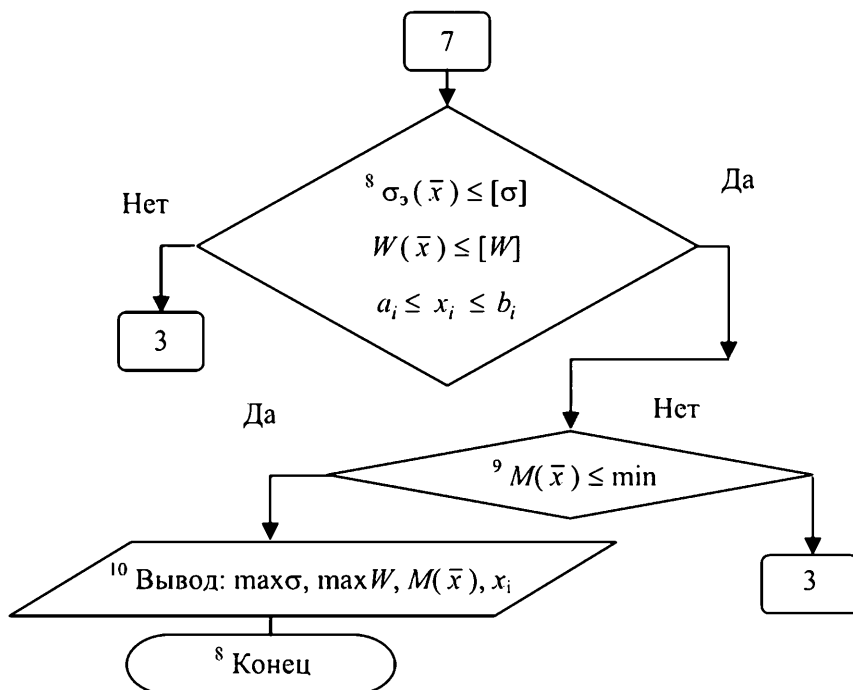


Рис. 1.22. Окончание

1.2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОСТАВНОГО ЦИЛИНДРА ПЛАСТИКАЦИИ ЛИТЬЕВЫХ МАШИН

В машинах для литья под давлением термопластов и реактопластов в качестве цилиндров пластикации используются обычно однослойные толстостенные цилиндры или двухслойные цилиндры с гильзами. Методики прочностных расчетов таких цилиндров приводятся в [7, 9].

В литьевых машинах для литья под давлением эластомеров однослойные цилиндры пластикации в силу большой толщины стенки не обеспечивают быстрого отвода тепла от внутренней поверхности. Кроме того, при высоких внутренних давлениях, достигающих до 250 МПа, однослойные цилиндры не удовлетворяют условию прочности. Поэтому весьма актуальны вопросы создания двухслойных цилиндров пластикации, удовлетворяющих как условию прочности, так и ускоренному охлаждению.

Поставленную проблему можно решить, применив двухслойные цилиндры с натягом, имеющие на внутренней поверхности наружного цилиндра кольцевые канавки для охлаждения стенок внутреннего цилиндра (рис. 1.23).

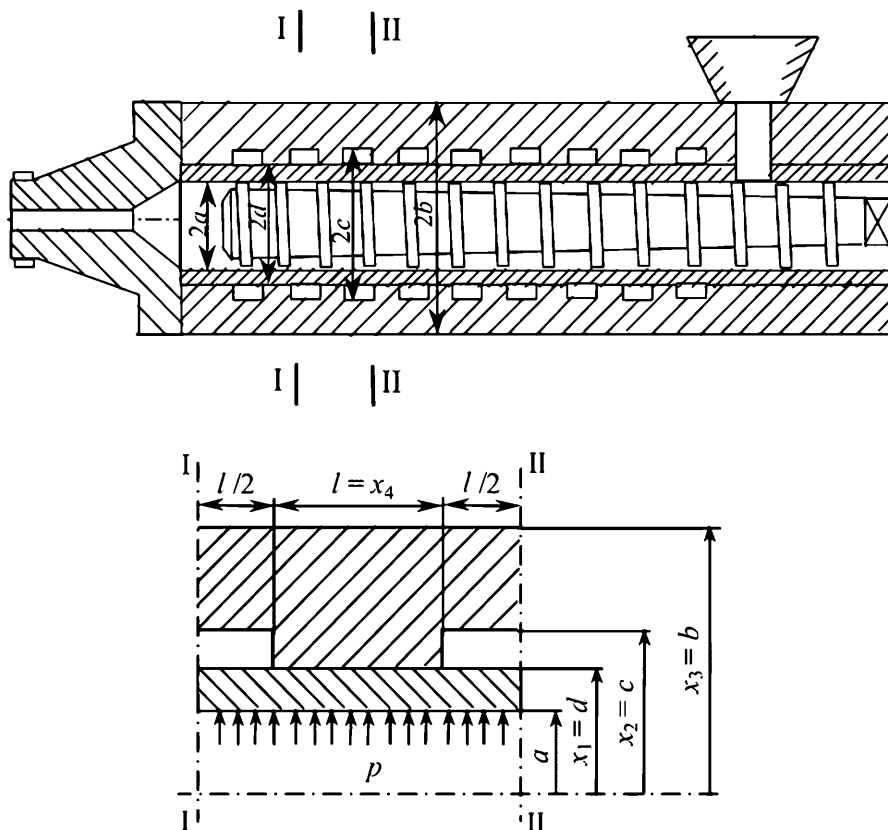


Рис. 1.23. Конструкция двухслойного цилиндра пластикации

Вопросы прочности подобного типа конструкции изложены в [9]. Поэтому ограничимся приведением расчетных формул для максимальных эквивалентных напряжений по IV теории прочности соответственно для внутреннего и наружного цилиндров:

$$\max \sigma_{\Theta_{1\max}} = p \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \left[\left(\frac{a}{d-a} + \mu \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right) - \frac{2a}{d} \frac{d}{2(d-a)} - \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right]^2 + \left[\left(\frac{l^2}{2(d-a)^2} + 1 \right) \right]^2 + \left[\left(\frac{a}{d-a} + \mu \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right) - \frac{2a}{d} \frac{d}{2(d-a)} + 1 \right]^2 \right\}} ; (1.10)$$

$$\max \sigma_{\sigma_{2\max}} = p \sqrt{\frac{a^2}{c^2} \left[\left(\frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} \right)^2 + 1,8 \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} + 1,56 \right]}, \quad (1.11)$$

где $\beta = \frac{b}{c}$; a – внутренний радиус внутреннего цилиндра, м; d – наружный радиус внутреннего цилиндра, м; c – внутренний радиус наружного цилиндра, м; b – наружный радиус наружного цилиндра, м; l – ширина кольцевой канавки, м; p – рабочее давление внутреннего цилиндра, МПа; μ – коэффициент Пуассона для материала цилиндра.

Основная цель данного проектирования состоит в том, чтобы на основании расчетных формул (1.10) и (1.11) найти такие оптимальные геометрические параметры двухслойного цилиндра, которые наряду с прочностными характеристиками и эффективным отводом тепла обеспечивали бы минимальную массу конструкции.

В связи с этим ставится задача: найти вектор управляемых параметров $x = (x_1, x_2, x_3, x_4)^T$, который минимизирует целевую функцию, характеризующую расход материала (массы):

$$M(x) = \pi p \left[2 \left(\frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{a^2} \right) + \left(\frac{x_2^2}{x_1^2} - \frac{x_3^2}{x_1^2} \right) + 2 \left(\frac{x_3^2}{x_2^2} - \frac{x_4^2}{x_2^2} \right) \right]. \quad (1.12)$$

При этом должны выполняться ограничения по прочности:

$$\text{– для внутреннего цилиндра} \quad \max \sigma_{\sigma_1} \leq [\sigma]_1; \quad (1.13)$$

$$\text{– для наружного цилиндра} \quad \max \sigma_{\sigma_2} \leq [\sigma]_2 \quad (1.14)$$

и геометрические ограничения по управляемым параметрам

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad (i = 1, 2, 3, 4). \quad (1.15)$$

Здесь $\max \sigma_{\sigma_1}$, $\max \sigma_{\sigma_2}$ – максимальные эквивалентные напряжения соответственно для внутреннего и наружного цилиндров, определяемые по формулам (1.10) и (1.11); $[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$ – допускаемые напряжения для материалов внутреннего и наружного цилиндров; $M(x)$ – масса участка составного цилиндра единичной длины; x_i – геометрические размеры составного цилиндра, которые принимаются равными: a_i , b_i – наименьший и наибольший значения управляемых параметров; ρ – плотность материала цилиндров.

При проектировании конструкции минимальной массы $M(x)$ использован метод скользящего допуска (МСД).

Для составного цилиндра со следующими исходными данными: $a = 22,5$ мм; $p = 150$ МПа; $[\sigma]_1 = 566$ МПа; $[\sigma]_2 = 434$ МПа; $25 \leq x_1 \leq 32$ мм; $30 \leq x_2 \leq 37$ мм; $42 \leq x_3 \leq 52$ мм; $8 \leq x_4 \leq 15$ мм; материал цилиндров сталь; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ с помощью программы «minMT-LC» (прил., Программа 2) [11], реализующей алгоритм МСД (блок-схема приведена на рис. 1.25), получены следующие значения оптимальных параметров конструкции: $x_1^* = 25,6$ мм; $x_2^* = 33,6$ мм; $x_3^* = 42$ мм; $x_4^* = 8$ мм. При этом минимальная масса участка составного цилиндра единичной длины составила $M_{\min}^* = 0,05$ кг.

Для приближенной оценки оптимальных геометрических параметров составного цилиндра на этапе предварительного проектирования при решении поставленной задачи может быть использован принцип дискретной равнопрочности с применением итерационного метода. При построении области допустимых проектных решений ограничения по прочности (1.13) и (1.14) можно привести к виду

$$K_j''(x_i) - 1 = 0, \quad (j = 1, 2), \quad (1.16)$$

где $K_j''(x) = \frac{\sigma_{\Sigma j}}{[\sigma]_j}$.

Систему уравнений (1.10) можно решать относительно одного параметра x_i [остальные x_k ($k \neq i$) фиксированы] с заданной точностью $|K_j''(x_i) - 1| \leq \varepsilon$ (здесь ε – сколь угодно малое число). Для этого используют итерационный метод, основанный на формуле

$$x_i^{(p+1)} = x_i^{(p)} + x_i^{(p)} r^{-1} |K_j(x_i^{(p)}) - 1|, \quad (1.17)$$

где p – номер итерации; r – параметр, определяющий сходимость итерационного процесса (для нашего случая $r = 2$).

Решение системы (1.16) позволяет определить в первом приближении параметры составного цилиндра дискретно равнопрочного проекта [9, 12]. С помощью программы «ITERA» (см. блок-схему рис. 1.25 и прил., программа 2), используя вышеприведенные исходные данные, получены решения задачи по определению оптимальных параметров $\overline{x_1^*}$ и $\overline{x_2^*}$ в виде кривых ограничений (рис. 1.24) (Аналогично можно построить кривые ограничения для определения параметров $\overline{x_3^*}$ и $\overline{x_4^*}$).

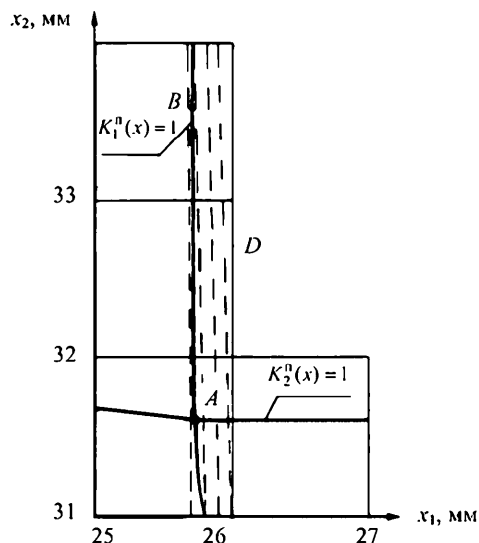


Рис. 1.24. Кривые ограничения по прочности для составного цилиндра пластикации:

- т. А. ($x = 25,7$ мм; $x = 31,6$ мм) – дискретно-равнопрочный проект;
 т. В. ($x = 25,6$ мм; $x = 33,6$ мм) – проект минимальной массы

Итерационный процесс для указанных выше исходных данных сошелся за 50 итераций с заданной точностью $\varepsilon = 0,01$ и ограничения на параметры $5 \leq x_i \leq 45$ мм ($i = \overline{1; 4}$).

Т. А. ($x = 25,7$ мм; $x = 31,6$ мм) – дискретно-равнопрочный проект;

Т. В. ($x = 25,6$ мм; $x = 33,6$ мм) – проект минимальной массы.

В результате был получен дискретно-равнопрочный проект конструкции с параметрами $\tilde{x}_1^* = 25,7$ мм; $\tilde{x}_2^* = 31,6$ мм; $\tilde{x}_3^* = 44$ мм; $\tilde{x}_4^* = 8$ мм. Масса конструкции единичной длины составила $\tilde{M}^* = 0,061$ кг.

Точка пересечения кривых ограничения $K_j^n(x)$ ($j = 1, 2$) для гильзы и кольца дает геометрические параметры для дискретно-равнопрочной конструкции (т. А, рис. 1.24). Как видно из приведенных результатов, проект конструкции минимальной массы $M_{\min}^* = 0,05$ кг в 1,22 раза меньше дискретно-равнопрочного проекта $\tilde{M}_{\min}^* = 0,061$ кг, что дает возможность принять для окончательного варианта оптимальные параметры конструкции минимальной массы: $x_1^* = 25,6$ мм; $x_2^* = 33,6$ мм; $x_3^* = 42$ мм; $x_4^* = 8$ мм.

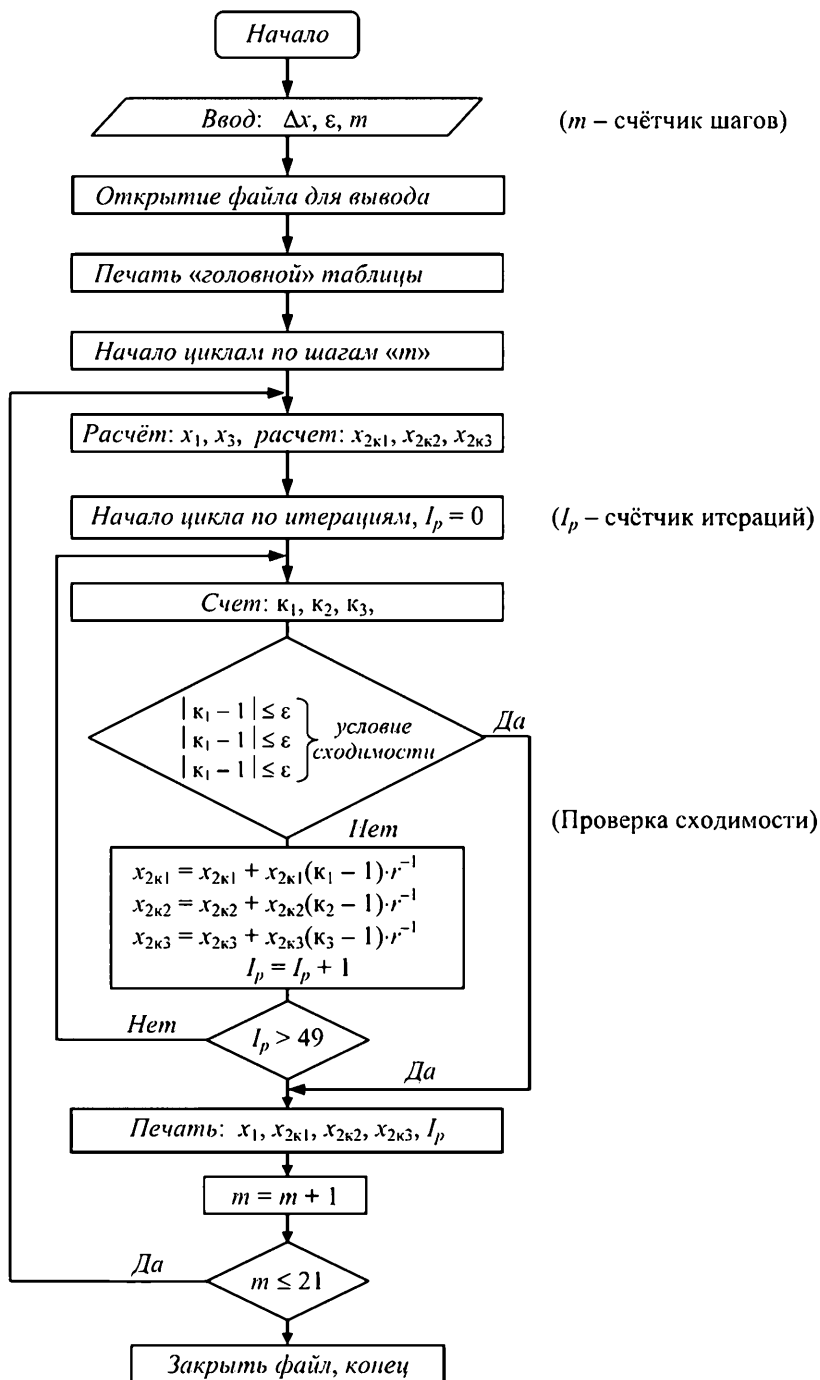


Рис. 1.25. Блок-схема алгоритма итерации решения системы трех нелинейных уравнений для трех переменных x_i ($i = 1, 2, 3$)

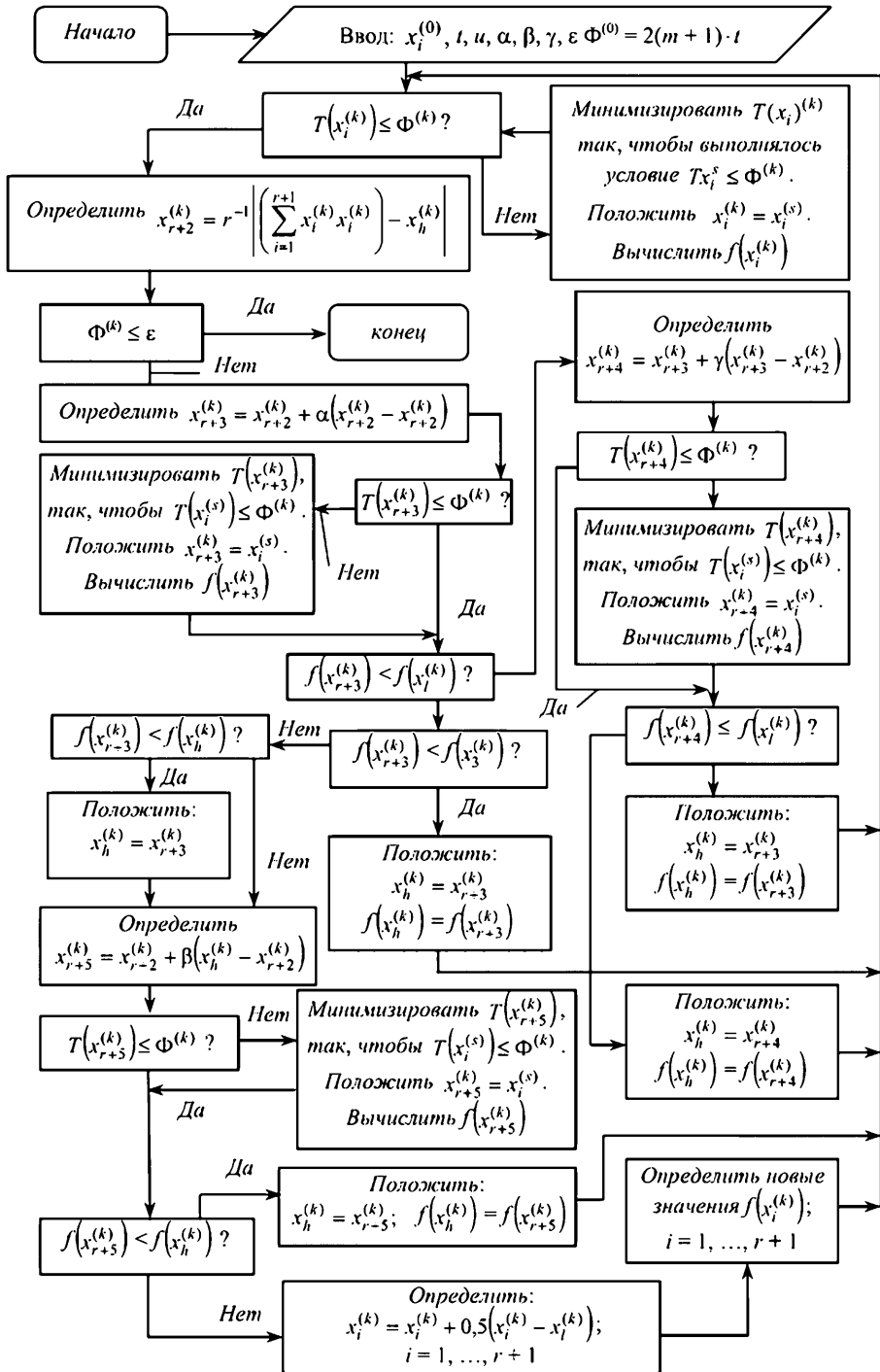


Рис. 1.26. Блок-схема алгоритма метода скользящего допуска (МСД)

1.3. ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.3.1. Расчет на прочность и жесткость элементов конструкций механизмов запирания

Для получения качественных изделий необходимо надежное запираение формы. Плотное прилегание обеих половин формы друг к другу обеспечивают устройства запираения. При не надежном запираении формы в плоскости разъема образуется облой, изделие получается низкого качества, происходит перерасход материала. По виду привода устройства запираения подразделяются на гидравлические, пневматические, гидромеханические и механические. В колонных прессах и в машинах для литья под давлением большое распространение получили гидравлические устройства запираения.

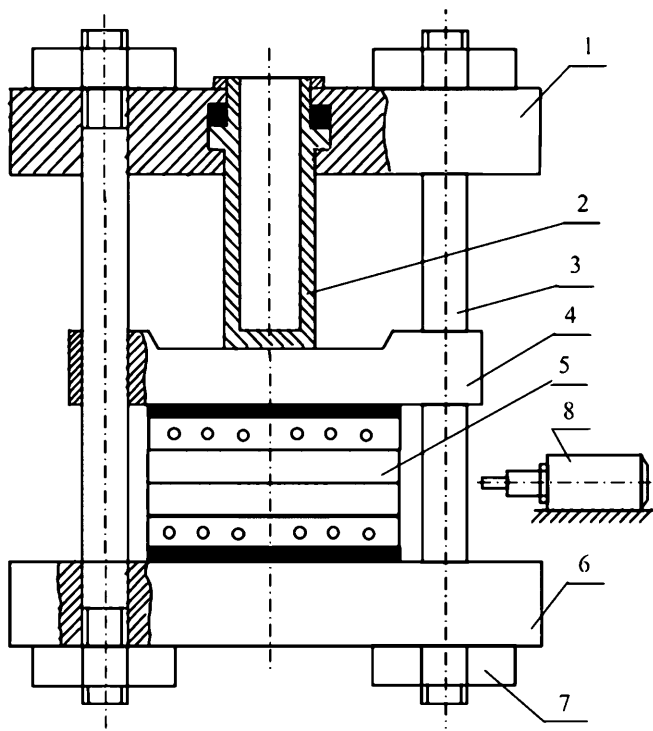
Усилие запираения в гидропрессах и в литьевых машинах с гидравлическим приводом развивается и поддерживается в процессе работы гидравлическим цилиндром. Величина усилия запираения заранее регулируется давлением жидкости в зависимости от размеров изготавливаемого изделия.

При вулканизации резинотехнических изделий (РТИ) широко используются колонные гидропрессы с усилием зажима пресс-форм 1600, 2500, 4000, 6300 кН (рис. 1.27, 1.28.). Основными несущими элементами вертикального колонного прессы являются нижняя 6 и верхняя 1 неподвижные силовые плиты, связанные между собой четырьмя (двумя) колоннами 3 с помощью гаек 7. По колоннам перемещается подвижная плита 4 на которой закреплена нагревательная плита с полужормой 5.

Верхняя силовая плита 1 может быть конструктивно выполнена в двух вариантах (плита–цилиндр – схема а) и заодно с гидроцилиндром – схема б)).

Пресс–форма вместе с нагревательными плитами 5 помещается между верхней и нижней неподвижными силовыми плитами. Смыкание пресс-форм осуществляется плунжером 2 силового гидроцилиндра, связанного с подвижной плитой 4, перемещающейся по колоннам.

В общем случае верхние и нижние силовые плиты вместе с колоннами представляют собой в целом рамную конструкцию, подверженную силовому воздействию от усилия запираения. Значительная величина этого усилия при формовании требует повышенной точности и достоверности прочностных расчетов.



a)

Рис. 1.27. Механизм запирания пресс-форм с горизонтальным подводом механизма пластикации:

1 – верхняя силовая плита; 2 – плунжер гидроцилиндра; 3 – колонна; 4 – подвижная плита; 5 – пресс-форма с электрообогревом; 6 – нижняя силовая плита; 7 – гайка; 8 – механизм пластикации

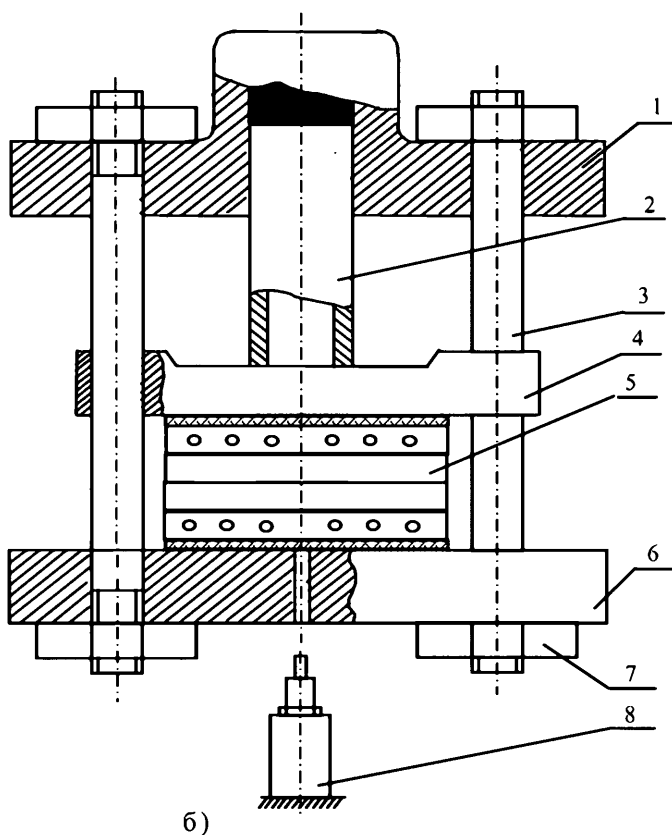


Рис. 1.28. Механизм запираания пресс-форм с вертикальным подводом механизма пластикации:

- 1 – верхняя силовая плита; 2 – плунжер гидроцилиндра;
 3 – колонна; 4 – подвижная плита; 5 – пресс-форма
 с электрообогревом; 6 – нижняя силовая плита; 7 – гайка;
 8 – механизм пластикации

1.3.2. Расчет на прочность и жесткость верхней неподвижной плиты

Плиты – наиболее нагруженные детали устройства запираания гидравлических четырехколонных прессов и машин для литья под давлением.

Конструкция плит определяется системой запираания и компоновкой машины.

Конструктивно верхняя силовая плита представляет собой прямоугольную пластину с центральным отверстием, опертую в четырех угловых точках на колонны и нагруженную по краю центрального отверстия равномерно распределенной нагрузкой q [кН/м]. Распределенная нагрузка q является результатом воздействия силового гидроцилиндра в месте сопряжения его с плитой в процессе смыкания пресс-форм и связана с усилием цилиндра следующим образом:

$$q = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot R},$$

где R – радиус отверстия плиты, равный среднему радиусу обечайки гидроцилиндра.

Расчетная схема верхней силовой плиты представлена на рис. 1.29.

Решение данной задачи построено на применении вариационного метода Ритца – Тимошенко. Полная потенциальная энергия деформации рассматриваемой плиты может быть представлена в виде

$$J = U_1 - U_2 - A, \quad (1.18)$$

где U_1 – упругая потенциальная энергия прямоугольной плиты со сторонами a и b ; U_2 – упругая потенциальная энергия круглой пластины радиуса R ; A – работа внешней нагрузки q .

Для решения поставленной задачи зададимся функцией прогиба поверхности плиты, удовлетворяющей условиям шарнирного опирания в угловых точках:

$$w(x,y) = \delta_1 \cdot \cos \frac{\pi \cdot x}{a} + \delta_2 \cdot \cos \frac{\pi \cdot y}{b}, \quad (1.19)$$

где δ_1, δ_2 – произвольные неопределенные параметры.

Таблица 1.4. Значения коэффициентов при различных соотношениях сторон

b/a	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	2,0
α	0,811	0,822	0,829	0,833	0,835	0,836	0,838
β	0,811	0,698	0,588	0,481	0,374	0,286	0,256

Упругая потенциальная энергия прямоугольной и круглой плиты определится из выражения

$$U_i =$$

$$\frac{D}{2} \iint_S \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2\mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2 \cdot (1 - \mu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} dx dy \quad (1.20)$$

, $(i = 1, 2)$,

где $D = \frac{E \cdot h_1^3}{12(1 - \mu^2)}$ – цилиндрическая жесткость пластины; E ,

μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона соответственно; x , y – декартовы координаты; S – поверхность пластины, по которой производится интегрирование; h_1 – толщина пластины.

Работа внешней нагрузки, действующей по центральному отверстию радиуса R , определится из выражения

$$A = \int_0^{2\pi} q \cdot w(x, y) \cdot R d\varphi = q \cdot R \cdot \left[\delta_1 \cdot \left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2 \cdot a^2} \right) + \delta_2 \cdot \left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2 \cdot b^2} \right) \right]. \quad (1.21)$$

Подставляя выражения (1.19), (1.20) и (1.21) в (1.18), и, интегрируя, получим окончательно выражение для полной энергии

$$\begin{aligned} J = & \frac{D}{2} \cdot \left\{ \delta_1^2 \cdot \frac{\pi^4}{a^3} \cdot \frac{b}{2} + \delta_2^2 \cdot \frac{\pi^4}{b^3} \cdot \frac{a}{2} + 8 \cdot \mu \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 \cdot \frac{\pi^2}{a \cdot b} \right\} - \\ & - \frac{4D}{2} \cdot \left\{ \delta_1^2 \cdot \frac{\pi^4}{a^4} \left[\frac{\pi \cdot R^2}{4} - \frac{\pi \cdot R^4}{16} \cdot \frac{\pi^2}{2a^2} + \frac{\pi^4}{4a^4} \cdot \frac{\pi \cdot R^6}{32} \right] + \right. \\ & + \delta_2 \cdot \frac{\pi^4}{b^4} \left[\frac{\pi \cdot R^2}{4} - \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi \cdot R^2}{b^2} \cdot \frac{3 \cdot \pi \cdot R^4}{16} + \frac{1}{20} \cdot \frac{\pi^4}{b^4} \cdot \frac{5}{32} \cdot \pi \cdot R^6 \right] + \\ & + 2 \cdot \mu \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 \cdot \frac{\pi^4}{a^2 \cdot b^2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot R^2}{4} - \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi^2}{b^2} \cdot \frac{3 \cdot \pi \cdot R^4}{16} + \frac{1}{12} \cdot \frac{\pi^4}{a^2 \cdot b^2} \cdot \frac{\pi \cdot R^6}{32} \right) \Big\} - \\ & - q \cdot R \cdot \left[\delta_1 \cdot \left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2a^2} \right) - \delta_2 \cdot \left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2b^2} \right) \right]. \end{aligned} \quad (1.22)$$

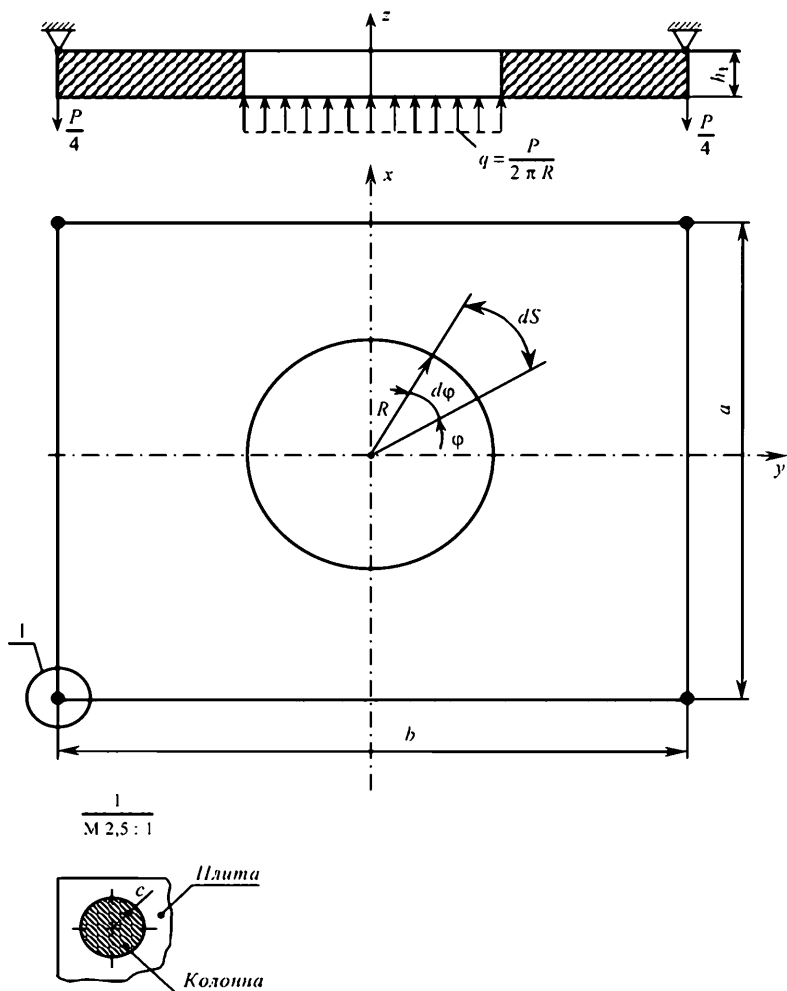


Рис. 1.29. Расчетная схема верхней силовой плиты

Постоянные параметры δ_1 и δ_2 находятся из условия минимума потенциальной энергии плиты

$$\frac{\partial J}{\partial \delta_1} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial \delta_2} = 0. \quad (1.23)$$

Решая данную систему уравнений (3.14), находим произвольные постоянные δ_1 и δ_2 .

$$\delta_1 = \frac{2 \cdot q \cdot R}{D} \cdot \frac{\left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2 \cdot a^2}\right) \cdot \left[8 \cdot \mu \cdot \frac{\pi^2}{a \cdot b} - \frac{\pi^4}{a^2 \cdot b^2} \cdot \mu \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{4 \cdot b^4} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{48 \cdot a^2 \cdot b^2}\right)\right] - \left[8 \cdot \mu \cdot \frac{\pi^2}{a \cdot b} - \frac{\pi^4}{a^2 \cdot b^2} \cdot \mu \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{4 \cdot b^4} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{48 \cdot a^2 \cdot b^2}\right)\right]^2}{- \left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2 \cdot b^2}\right) \cdot \left(\frac{\pi^4}{b^3} \cdot a - \frac{\pi^4}{b^4} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{2 \cdot b^2} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{16 \cdot b^4}\right)\right)} \times$$

$$\times \frac{- \left[\frac{\pi^4}{b^3} \cdot a - \frac{\pi^4}{b^4} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{2 \cdot b^2} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{16 \cdot b^4}\right)\right] \cdot \left[\frac{\pi^4}{a^3} \cdot b - \frac{\pi^4}{a^4} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{2 \cdot a^2} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{16 \cdot a^4}\right)\right]}{\quad} \quad (1.24)$$

$$\delta_2 = \frac{2 \cdot q \cdot R}{D} \cdot \frac{\left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2 \cdot a^2}\right) \cdot \left[8 \cdot \mu \cdot \frac{\pi^2}{a \cdot b} - \frac{\pi^4}{a^2 \cdot b^2} \cdot \mu \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{4 \cdot b^4} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{48 \cdot a^2 \cdot b^2}\right)\right] - \left[8 \cdot \mu \cdot \frac{\pi^2}{a \cdot b} - \frac{\pi^4}{a^2 \cdot b^2} \cdot \mu \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{4 \cdot b^4} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{48 \cdot a^2 \cdot b^2}\right)\right]^2}{- \left(2 \cdot \pi - \frac{\pi^3 \cdot R^2}{2 \cdot b^2}\right) \cdot \left(\frac{\pi^4}{b^3} \cdot b - \frac{\pi^4}{b^4} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{2 \cdot a^2} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{16 \cdot a^4}\right)\right)} \times$$

$$\times \frac{- \left[\frac{\pi^4}{b^3} \cdot a - \frac{\pi^4}{b^4} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{2 \cdot b^2} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{16 \cdot b^4}\right)\right] \cdot \left[\frac{\pi^4}{a^3} \cdot b - \frac{\pi^4}{a^4} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot R^2 - \frac{\pi^3 \cdot R^4}{2 \cdot a^2} + \frac{\pi^5 \cdot R^6}{16 \cdot a^4}\right)\right]}{\quad} \quad (1.25)$$

Напряжения в пластине можно определить по формулам:

$$\sigma_x = \pm \frac{6 \cdot M_x}{h_1^2}; \quad \sigma_y = \pm \frac{6 \cdot M_y}{h_1^2}; \quad (1.26)$$

где M_x, M_y – изгибающие моменты, определяемые выражениями:

$$M_x = D \cdot \left(\delta_2 \cdot \frac{\pi^2}{b} \cos \frac{\pi \cdot y}{b} - \mu \cdot \frac{\pi^2}{a} \delta_1 \cos \frac{\pi \cdot x}{a} \right); \quad (1.27)$$

$$M_y = D \cdot \left(\delta_1 \cdot \frac{\pi^2}{a} \cos \frac{\pi \cdot x}{a} - \mu \cdot \frac{\pi^2}{b} \delta_2 \cos \frac{\pi \cdot y}{b} \right). \quad (1.28)$$

Однако дать оценку величин напряжений в опорных точках прямоугольной плиты по формулам (1.27) и (1.28) невозможно.

Поэтому, моменты около угловых отверстий радиуса c (рис. 1.29, I) могут быть вычислены по следующим формулам:

$$M_{x(x=a/2; y=b/2)} = - \frac{P}{4 \cdot \pi} \cdot \left[(1 + \mu) \cdot \ln \frac{a}{c} - (\alpha + \beta \cdot \mu) \right] \quad (1.29)$$

$$M_{y(x=a/2; y=b/2)} = - \frac{P}{4 \cdot \pi} \cdot \left[(1 + \mu) \cdot \ln \frac{a}{c} - (\beta + \alpha \cdot \mu) \right]. \quad (1.30)$$

Здесь c – радиус колонны; $P/4$ – реакция на одну колонну; α, β – коэффициенты, определяемые в зависимости от соотношения a/b (табл. 1.4).

Если не учитывать зону локального действия нагрузки на участке $2c$ под колонной, наибольшего значения напряжения достигают на середине большой стороны плиты ($x = 0, y = \pm b/2$), а максимальный прогиб на контуре центрального отверстия ($x = 0, y = R$).

Для обеспечения прочности и жесткости верхней силовой плиты необходимо выполнение следующих условий:

$$\max\{\sigma_x\} \leq [\sigma]_u; \quad (1.31)$$

$$\max\{w\} \leq [w]. \quad (1.32)$$

При проектном расчете, как правило, размеры плиты в плане $a \times b$ задаются конструктивно из соображений размеров пресс-форм и расстояний между колоннами, а определению подлежит толщина h_1 плиты.

Исходя из третьей гипотезы прочности и, учитывая, что опасная точка находится на оси симметрии плиты, потребная толщина определяется по формуле:

$$h_1 \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M_{max}}{[\sigma]_u}},$$

где $[\sigma]_u$ – номинальное допускаемое напряжение для литейных сталей при пульсирующей нагрузке [12].

Если размеры плиты определяются требованием минимального облоя при прессовании, то толщина плиты h_1' , находится из условия жесткости

$$w_{max} \leq [w]$$

или, учитывая выражения (1.19), (1.24) и (1.25), получим для точки плиты с координатами ($x = 0, y = R$):

$$h_1' = \sqrt[3]{\frac{24 \cdot q \cdot R \cdot (1 - \mu^2) \cdot \left(f_1 + f_2 \cdot \cos \frac{\pi \cdot R}{b}\right)}{E \cdot [w]}}, \quad (1.33)$$

где f_1, f_2 – выражения, стоящие перед множителем $\frac{2 \cdot q \cdot R}{D}$ в формулах (1.24) и (1.25); $[w]$ – допустимый прогиб плиты из условия минимального облоя, $[w] = 0,1 \div 0,5$ мм.

1.3.3. Расчет на прочность и жесткость нижней силовой плиты пресса

Конструктивно нижняя силовая плита механизма смыкания представляет собой сплошную пластину опертую, как и верхняя плита, в четырех углах на колонны и нагруженную симметрично относительно центра равномерной распределенной нагрузкой $p(x, y)$ по площадке $(c \times d)$, соответствующей размерам пресс-формы в плане. В центре плиты имеется небольшое сквозное отверстие диаметром D_1 для подвода литевой головки механизма впрыска.

Распределенная по площадке $(c \times d)$ нагрузка $p(x, y) = \text{const}$ является результатом воздействия усилия смыкания пресс-формы:

$$p(x, y) = p = \frac{P}{c \cdot d},$$

где c и d – размеры пресс-формы в плане.

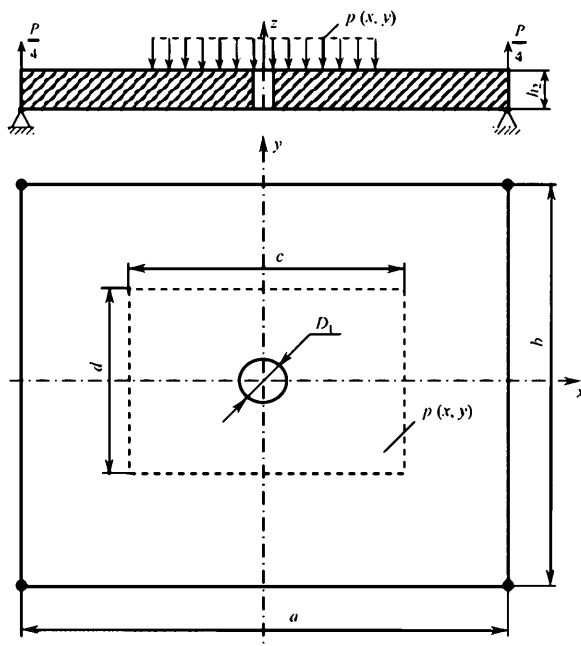


Рис. 1.30. Расчетная схема нижней плиты

Для решения данной задачи, как и раньше, используется метод Ритца – Тимошенко.

Работа внешней распределенной нагрузки $p(x, y) = \text{const}$ определится из выражения:

$$A = \int_{-c/2}^{c/2} \int_{-d/2}^{d/2} p(x, y) \cdot w(x, y) dx dy = p \int_{-c/2}^{c/2} \int_{-d/2}^{d/2} \left(\delta_1 \cdot \cos \frac{\pi \cdot x}{a} + \delta_2 \cdot \cos \frac{\pi \cdot y}{b} \right) dx dy =$$

$$= \frac{2p}{\pi} \cdot \left(\delta_1 \cdot a \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2 \cdot a} + \delta_2 \cdot c \cdot b \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2 \cdot b} \right).$$

Выражение полной потенциальной энергии деформации системы и внешней нагрузки примет вид:

$$J = \frac{D}{2} \cdot \left(\delta_1^2 \cdot \frac{\pi^4 \cdot b}{2 \cdot a^3} + \delta_2^2 \cdot \frac{\pi^4 \cdot a}{2 \cdot b^3} + 8 \cdot \mu \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 \cdot \frac{\pi^2}{a \cdot b} \right) -$$

$$- 2 \frac{p}{\pi} \cdot \left(\delta_1 \cdot a \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} + \delta_2 \cdot c \cdot b \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} \right).$$

Коэффициенты определяются из минимума потенциальной энергии деформации плиты:

$$\frac{\partial J}{\partial \delta_1} = 0,$$

$$\frac{\partial J}{\partial \delta_2} = 0.$$
(1.34)

Решая систему (3.25) относительно δ_1 и δ_2 , находим

$$\delta_1 = \frac{4 \cdot p \cdot a \cdot \left(a^3 \cdot \pi^2 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi c}{2a} - 8 \cdot \mu \cdot b^3 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi d}{2b} \right)}{\pi^3 \cdot b \cdot D \cdot \left(\pi^4 - 64 \cdot \mu^2 \right)};$$

$$\delta_2 = \frac{4 \cdot p \cdot b \cdot \left(b^3 \cdot \pi^2 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi d}{2b} - 8 \cdot \mu \cdot a^3 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi c}{2a} \right)}{\pi^3 \cdot a \cdot D \cdot \left(\pi^4 - 64 \cdot \mu^2 \right)}.$$

Выражение для прогибов (1.19) примет вид:

$$w(x, y) = \frac{4p}{\pi^3 \cdot D \cdot (\pi^4 - 64\mu^2)} \cdot \left[\frac{a}{b} \cdot \left(a^3 \cdot \pi^2 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} - 8\mu \cdot b^3 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} \right) \times \right. \\ \left. \times \cos \frac{\pi \cdot x}{a} + \frac{b}{a} \cdot \left(b^3 \cdot \pi^2 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} - 8\mu \cdot a^3 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} \right) \cdot \cos \frac{\pi \cdot y}{b} \right]. \quad (1.35)$$

Моменты M_x и M_y определяются

$$M_x = \frac{4p}{a \cdot b \cdot \pi \cdot (\pi^4 - 64\mu^2)} \cdot \left[(b^3 \cdot \pi^2 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} - \right. \\ \left. - 8\mu \cdot a^3 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} \right) \cdot \cos \frac{\pi \cdot y}{b} + \mu \cdot (a^3 \cdot \pi^2 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} - \\ \left. - 8\mu \cdot b^3 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} \right) \cdot \cos \frac{\pi \cdot x}{a} \right]; \quad (1.36)$$

$$M_y = \frac{4p}{a \cdot b \cdot \pi \cdot (\pi^4 - 64\mu^2)} \cdot \left[(a^3 \cdot \pi^2 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} - \right. \\ \left. - 8\mu \cdot b^3 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} \right) \cdot \cos \frac{\pi \cdot x}{a} + \mu \cdot (b^3 \cdot \pi^2 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} - \\ \left. - 8\mu \cdot a^3 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} \right) \cdot \cos \frac{\pi \cdot y}{b} \right]. \quad (1.37)$$

В случае квадратной плиты $a \times a$ и нагрузки $p = \text{const}$ равномерно распределенной по площадке $c \times c$ выражение для прогиба определится как

$$w(x, y) = \frac{4p \cdot a^3 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a}}{\pi^3 D \cdot (\pi^2 + 8\mu)} \cdot \left(\cos \frac{\pi \cdot x}{a} + \cos \frac{\pi \cdot y}{b} \right), \quad (1.38)$$

выражения для моментов M_x, M_y

$$M_x = \frac{4 \cdot p \cdot a \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a}}{\pi \cdot (\pi^2 + 8\mu)} \cdot \left(\cos \frac{\pi \cdot y}{a} + \mu \cdot \cos \frac{\pi \cdot x}{a} \right), \quad (1.39)$$

$$M_y = \frac{4 \cdot p \cdot a \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a}}{\pi \cdot (\pi^2 + 8\mu)} \cdot \left(\cos \frac{\pi \cdot x}{a} + \mu \cdot \cos \frac{\pi \cdot y}{a} \right). \quad (1.40)$$

Наиболее опасная точка при расчете напряжений и перемещений без учета концентрации напряжений в зоне центрального отверстия будет точка в центре плиты ($x = 0, y = 0$).

Толщина плиты определяется из условия прочности по формуле

$$h_2 \geq \sqrt{\frac{16 \cdot M_{max}}{[\sigma]_u}}, \quad (1.41)$$

а из условия жесткости

$$h_2' \geq \sqrt[3]{\frac{48 \cdot p \cdot (1 - \mu^2)}{\pi^3 \cdot E \cdot [w] \cdot (\pi^4 - 64 \cdot \mu^2)} \cdot \left[\frac{a}{b} (a^3 \cdot \pi^2 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a} - 8 \cdot \mu \cdot b^3 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b}) + \right.} \quad (1.42)$$

$$\left. + \frac{b}{a} (b^3 \cdot \pi^2 \cdot c \cdot \sin \frac{\pi \cdot d}{2b} - 8 \cdot \mu \cdot a^3 \cdot d \cdot \sin \frac{\pi \cdot c}{2a}) \right].$$

Наличие центрального отверстия D_1 в плите вызовет концентрацию напряжений на кромках этого отверстия.

Напряженное состояние на кромках отверстия D_1 (рис. 1.30.) определяется по формуле

$$\sigma_\theta = \sigma_x + \sigma_y - 2 \cdot (\sigma_x - \sigma_y) \cdot \cos \theta, \quad (1.43)$$

где θ – угол, отсчитываемый от оси $\max \{ \sigma_x, \sigma_y \}$.

$$\text{При } \theta = \frac{\pi}{4} \pm \frac{\pi}{2} \cdot n, \quad (n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots)$$

$$\sigma_{\theta \max} = \sigma_x + \sigma_y, \quad (1.44)$$

Учитывая, (1.42), (1.43) при $x = 0; y = 0$, получим

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{6 \cdot M_x}{h_2^2} + \frac{6 \cdot M_y}{h_2^2} \leq [\sigma]_p, \quad (1.45)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение при пульсирующем цикле [16].

Напряжения около угловых отверстий под колонны $\sigma_{max,k}$ вычисляются как и раньше по формуле (1.45). Значения моментов M_x и M_y определяются выражениями (1.29), (1.30);

$$\sigma_{\theta \max,k} = \frac{6 \cdot M_x \cdot |x = a/2; y = b/2|}{h_2^2} + \frac{6 \cdot M_y \cdot |x = a/2; y = b/2|}{h_2^2} \leq [\sigma]_p \quad (1.46)$$

Безопасный ресурс эксплуатации N плиты определяется по логарифмической кривой усталостной прочности (рис. 1.31.) [12] в зависимости от расчетной амплитуды ($\sigma_{a\text{ }np}$):

$$(\sigma_{a\text{ }np}) = \frac{1}{2} \cdot [\sigma_{max} - \sigma_{min}].$$

Учитывая, что цикл нагружения плит прессы пульсирующий, имеем:

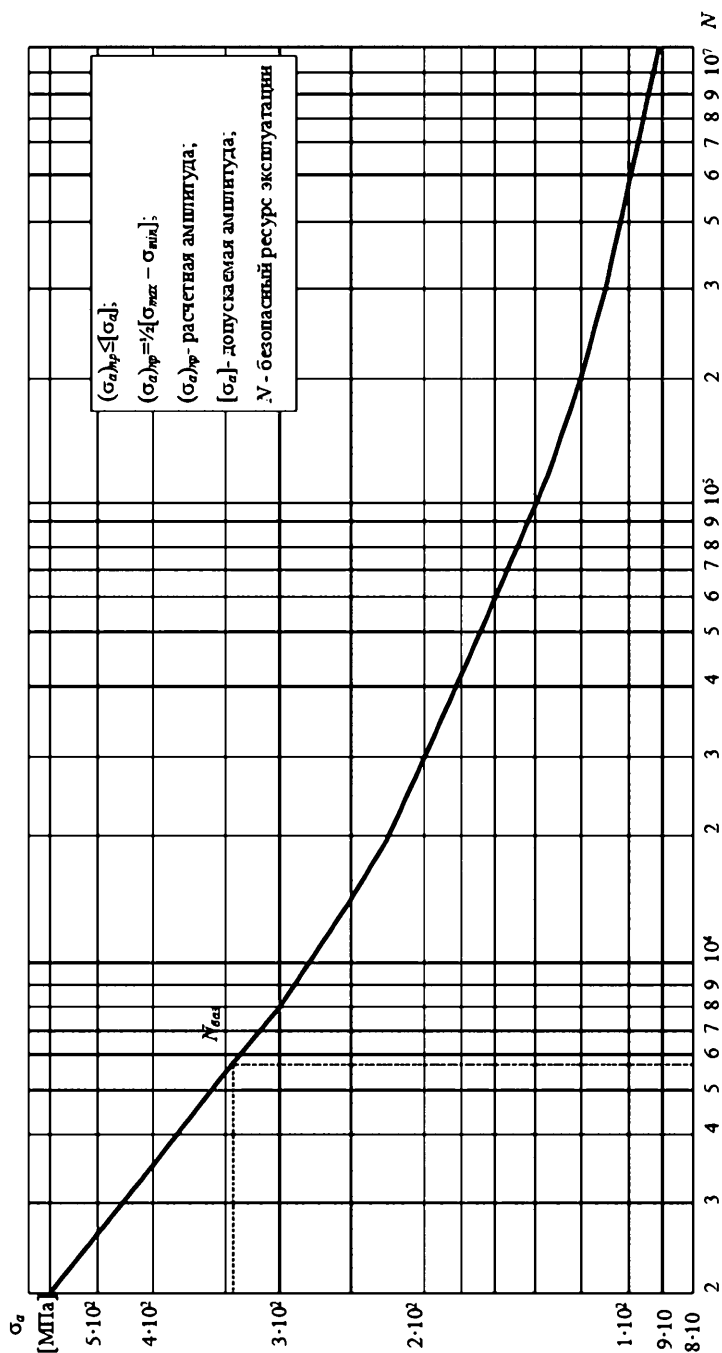


Рис. 1.31. Кривая усталостной прочности для углеродистой стали при температуре металла 653 К

$$(\sigma_{a \text{ пр}}) = \frac{1}{2} \sigma_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \{\sigma_{\theta \max}; \sigma_{\max \kappa}\}.$$

Условие безопасной эксплуатации имеет вид:

$$N > N_{\text{баз}}, \quad (1.47)$$

где $N_{\text{баз}}$ – базовый ресурс эксплуатации до капитального ремонта, определяется по формуле

$$N_{\text{баз}} = \frac{60 \cdot T}{a}, \quad (1.48)$$

1.3.4. Расчет на прочность подвижной плиты пресса

Подвижная плита пресса свободно перемещается по колоннам и на ней закреплена нагревательная плита с полуформой. Подвижная плита вместе с неподвижными верхней и нижней силовыми плитами обеспечивает однородность поля давления смыкания в плоскости стыка пресс-форм.

В процессе смыкания пресс-форм на подвижную плиту с одной стороны действует усилие смыкания от плунжера силового гидроци-

линдра в виде локального давления $p_0 = \frac{P}{\pi \cdot r_0^2}$, где r_0 – радиус плун-

жера гидроцилиндра, а с другой стороны равномерное давление

$q = \frac{P}{c \cdot d}$ от пресс-формы. Расчетная схема нагружения подвижной

плиты показана на рис. 1.32.

Если жесткость подвижной и неподвижной плит постоянна, то функции прогибов этих плит неодинаковы, а это вызовет значительную неоднородность поля давления в стыке пресс-форм и, как следствие, увеличение облоя при формовании. Одним из способов уменьшения разности прогибов плит и, следовательно, улучшения однородности давления смыкания является изготовление плит с таким соотношением их жесткости, при котором обеспечивается равенство их максимальных прогибов. Как показали исследования равенство максимальных прогибов плит достигается при условии, $D_3 = 0,5593 \cdot D_2$,

где D_2 – жесткость неподвижной (нижней) плиты; D_3 – жесткость подвижной плиты $\left(D_3 = \frac{E \cdot h_3^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \right)$.

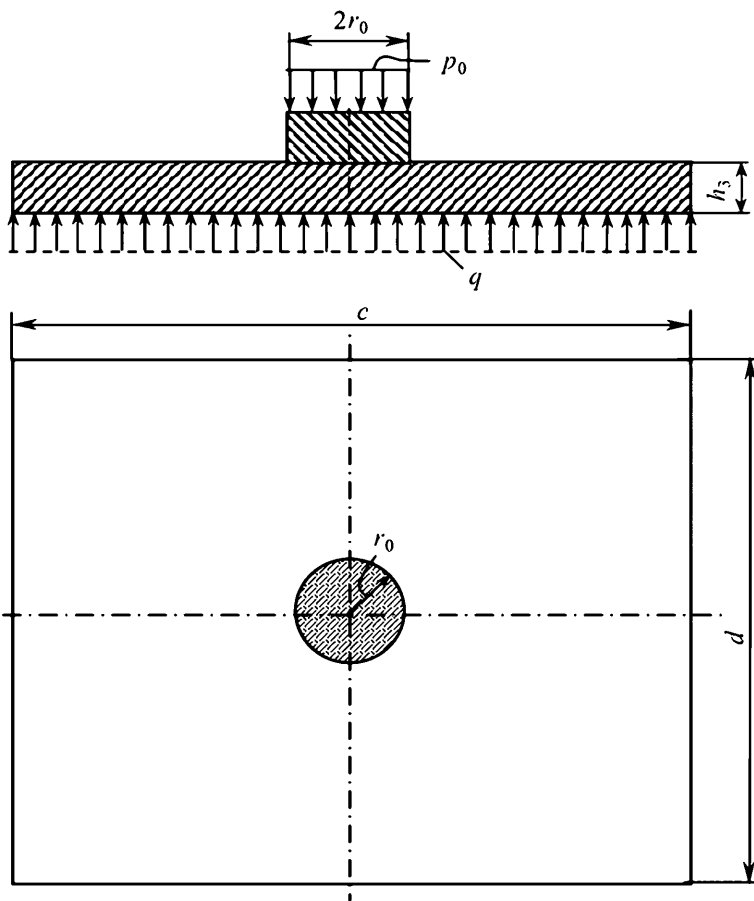


Рис. 1.32. Расчетная схема подвижной плиты

Под действием приложенных сил подвижная плита (рис. 1.32.) будет работать на изгиб. Максимальные напряжения изгиба возникают на контуре окружности радиуса r_0 на границе действия локальной нагрузки p_0 и определяются по формуле [12].

$$\sigma_{max} = 1,008 \cdot \frac{q \cdot c \cdot d}{h_3^2} \leq [\sigma]_{\text{н}}.$$

Примечание: для пользования этой формулой размеры сторон пресс-формы c и d не должны отличаться на величину не более 5 – 8%, а $r_0 \leq 0,1 \cdot c$.

1.3.5. Расчеты на прочность и жесткость оребренных силовых плит

Обследование отечественных конструкций силовых плит узлов смыкания позволило установить, что плиты постоянной толщины в большинстве случаев имеют необоснованную расчетом завышенную массу. При этом надо иметь в виду, что и качество литья при больших габаритах плит (например, плиты $1200 \times 1200 \times 300$ мм прессов ПВЛ – 6000/630) не всегда удовлетворяло техническим требованиям.

Обеспечение высокой прочности и жесткости при минимальной массе – одна из важнейших задач проектирования силовых плит. Усовершенствование конструкции плит идет по пути изготовления их в виде оребренных пластин. Как правило, ребра жесткости располагаются по поверхности плиты в направлениях, где ожидаются наибольшие прогибы и напряжения.

На основании опытов, проведенных на моделях плит из органического стекла [12], были выбраны конструктивные схемы оребрения верхней и нижней плит с рациональным расположением ребер по поверхности (рис. 1.33., 1.34.). Эксперименты показали, что при одинаковых максимальных прогибах для оребренной и гладкой плит, масса первой оказалась, примерно, на 25% меньше гладкой плиты.

Точное решение рассматриваемых оребренных плит весьма сложно, поэтому с достаточной для инженерных расчетов степенью точности, можно рекомендовать методы сопротивления материалов, рассматривая оребренные плиты, как статически определимые балки, покоющиеся на двух опорах. Как показали проведенные эксперименты максимальные напряжения и прогибы не превышали 10% и 5% соответственно от напряжений и прогибов, вычисленных аналитически по методам сопротивления материалов.

Расчетные схемы балок для верхней и нижней оребренных плит показаны на рис. 1.33. и 1.34.

На основании проведенных многочисленных экспериментов на оребренных плитах при различных соотношениях толщины и высоты ребер были установлены следующие оптимальные размеры высоты

ребер, несущей гладкой плиты в зависимости от толщины ребер δ . При этом максимальная высота ребра принималась равной толщине гладкой плиты h , найденной ранее из условия жесткости. Максимальная толщина ребра δ не превышала $0,2 \cdot h$ гладкой плиты.

Итак, для оребренных плит в зависимости от параметра δ принимается:

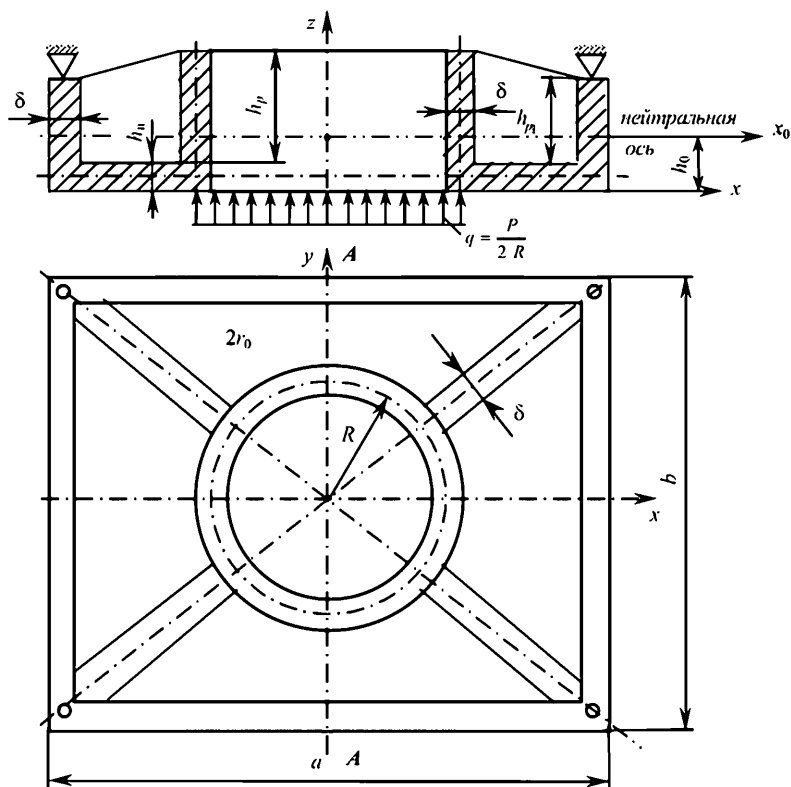
$$h_p = 5\delta; h_n = 2\delta; h_{p1} = 3\delta; a = 24\delta; b = 20\delta; (b < a); R = 5\delta.$$

Моменты инерции и моменты сопротивления для наиболее опасных сечений $A-A$

(рис. 1.33. и 1.34.) оребренных плит:

а) для верхней плиты: $J_{xв} = 122,95 \cdot \delta^4$; $W_{xв} = 26,8 \cdot \delta^3$;

б) для нижней плиты: $J_{xн} = 156,4 \cdot \delta^4$; $W_{xн} = 31,8 \cdot \delta^3$.



Расчетная схема

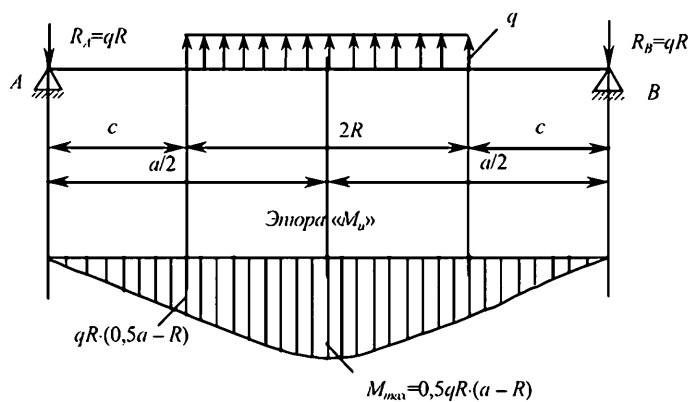


Рис. 1.33. Оребренная верхняя плита

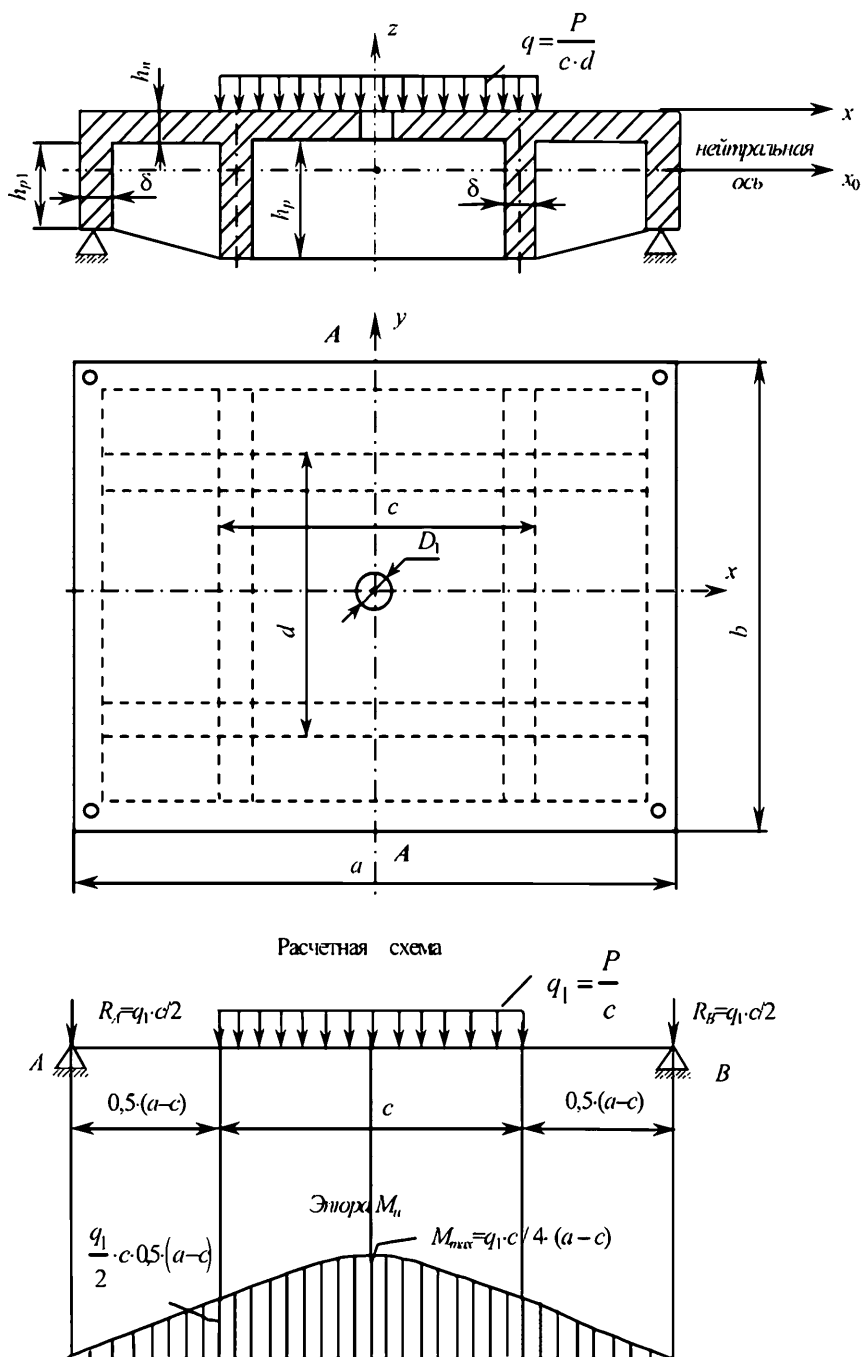


Рис. 1.34. Оребренная нижняя плита

Условие прочности для верхней оребренной плиты

$$\sigma_{max_g} = \frac{0.5 \cdot q \cdot R \cdot (a - R)}{W_{xg}} \leq [\sigma]. \quad (1.49)$$

Условие прочности для нижней оребренной плиты

$$\sigma_{max_n} = \frac{0.25 \cdot q_1 \cdot c \cdot (a - c)}{W_{xn}} \leq [\sigma]. \quad (1.50)$$

Условие жесткости для верхней оребренной плиты

$$w_{max_g} = \frac{q \cdot R}{48 \cdot E \cdot J_{xg}} [2 \cdot a^3 - 4 \cdot a \cdot R^2 + R^3] \leq [w]. \quad (1.51)$$

Условие жесткости для нижней оребренной плиты

$$w_{max_n} = \frac{q_1 \cdot c}{384 \cdot E \cdot J_{xn}} [4 \cdot c^2 \cdot a - 8 \cdot a^3 - c^3] \leq [w]. \quad (1.52)$$

Параметр толщины ребра δ находится из условий прочности и жесткости для обеих плит (1.49) – (1.52) и в качестве окончательного размера для каждой из плит принимается наибольший ($\delta_{max.g}$, $\delta_{max.n}$).

Остальные размеры конструктивных элементов плит принимаются в зависимости от принятых $\delta_{max.g}$, $\delta_{max.n}$.

1.3.6. Расчет колонн устройства запирания

Колонны гидропрессов служат для замыкания усилий между неподвижными плитами устройств запирания и являются направляющими, по которым перемещается подвижная плита с установленной на ней полуформой (рис. 3.13.).

Усилие, развиваемое устройством запирания, воспринимается колоннами, поэтому станина машины не нагружается. В машинах малой мощности с усилием до 800 кН, часто применяют две колонны.

В устройстве запираания конструкция колонн зависит от способа крепления их к плитам.

Поверхность колонны, по которой перемещается подвижная плита, тщательно шлифуется с целью обеспечения точного направления плиты, уменьшения трения и повышения плавности хода подвижной плиты.

В процессе работы колонны, под действием усилия запираания P , испытывают растяжение с изгибом (рис. 1.35.). Деформацию изгиба вызывает также неравномерная затяжка гаек колонны, деформации плит, погрешности изготовления и сборки. Напряжения, возникающие от деформации изгиба колонны составляют порядка 20% напряжений, возникающих от деформации растяжения. Частично разгрузить колонны от реактивного момента в период работы устройства запираания, можно, используя конструкции, в которых применена специальная (со скосом) шайба, уменьшающая напряжения изгиба.

С учетом вышеизложенного, можно использовать следующий приближенный способ расчета колонн с учетом жесткости опорных плит.

Полагая колонный пресс как рамную систему, жестко связанную между собой, определим неизвестный момент M_{ox} (смотри расчетную схему рис. 3.13, а, плоскость $zoу$), изгибающий пару колонн, записав выражение для потенциальной энергии четверти рамы

$$U = \int_0^{l/2} \frac{2 \cdot M_0}{2 \cdot E \cdot J_0} dz + \int_0^{b/2} \frac{M_{ox} + P_0 \cdot z}{2 \cdot E \cdot J_{x1}} dz .$$

Из условия минимума потенциальной энергии $\frac{\partial U}{\partial M_0} = 0$ определяем искомый изгибающий момент (плоскость zox):

$$M_{ox} = \frac{1}{4} \cdot P_0 \cdot b \cdot \frac{1}{\frac{J_{x1} \cdot l}{J_0 \cdot b} + 1} ,$$

где $P_0 = \frac{1}{2} P$; J_0 – момент инерции двух колонн;

$J_0 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}$; $J_{x1} = J_{x2}$ – момент инерции верхней и нижней плиты.

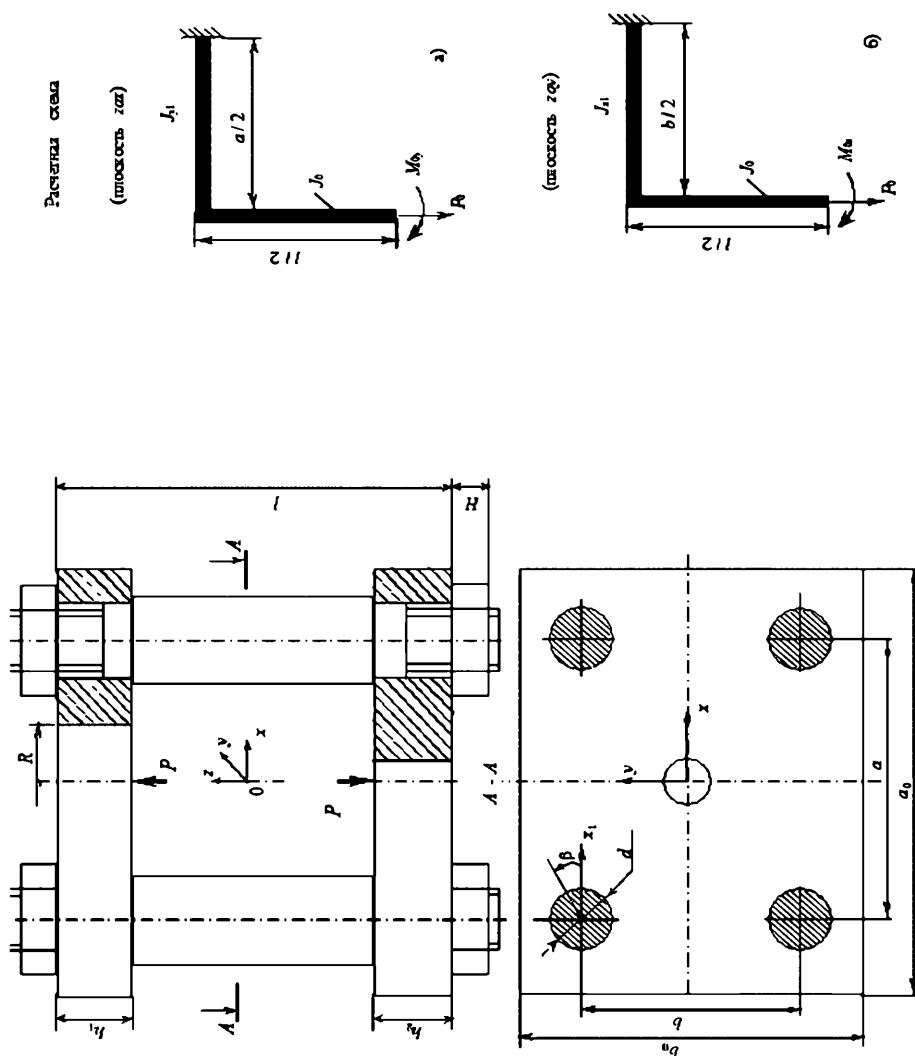


Рис. 1.35. Колонный пресс (узел замыкания)

Это условие должно выполняться, чтобы обеспечить одинаковую жесткость верхней и нижней плит на изгиб

$$EJ_{x1} = EJ_{x2}; \quad J_{x1} = \frac{(b - 2R) \cdot h_1^3}{12}; \quad J_{x2} = \frac{b \cdot h_2^3}{12},$$

где h_1, h_2 –толщины верхней и нижней плит.

Аналогично определяем изгибающий момент M_{oy} (плоск. zoy)

$$M_{oy} = \frac{1}{4} \cdot P_0 \cdot a \cdot \frac{1}{\frac{J_{y1} \cdot l}{a \cdot J_0} + 1} \quad (1.53)$$

Суммарный изгибающий момент с учетом изгиба колонн в двух плоскостях определится

$$M_0 = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} \quad (1.54)$$

Положение плоскости изгиба колонн определяется углом β (рис. 1.35.)

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{M_{oy}}{M_{ox}} \quad (1.55)$$

Напряжения растяжения в сечении колонны определяются из выражения

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot \alpha \cdot P_0}{2 \cdot \pi \cdot d^2}, \quad (1.56)$$

где $\alpha = 1,3$ – коэффициент перегрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по колоннам.

Максимальные напряжения в колоннах

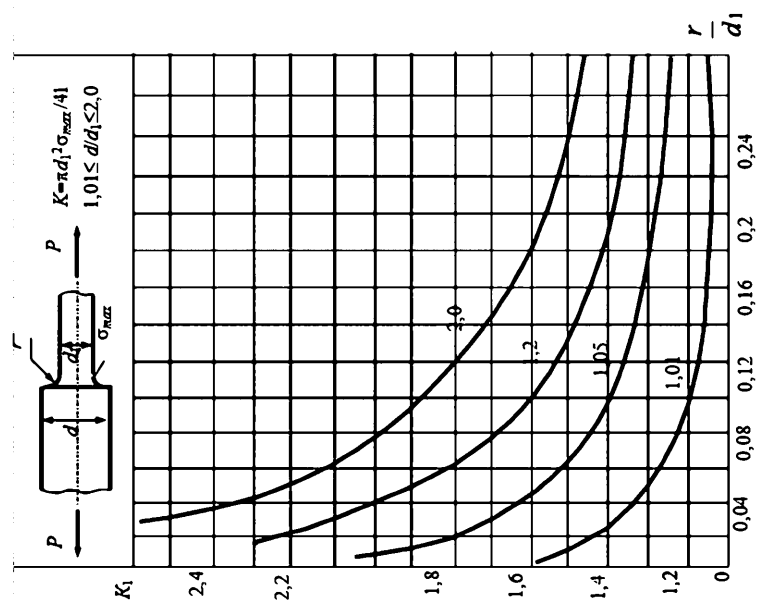
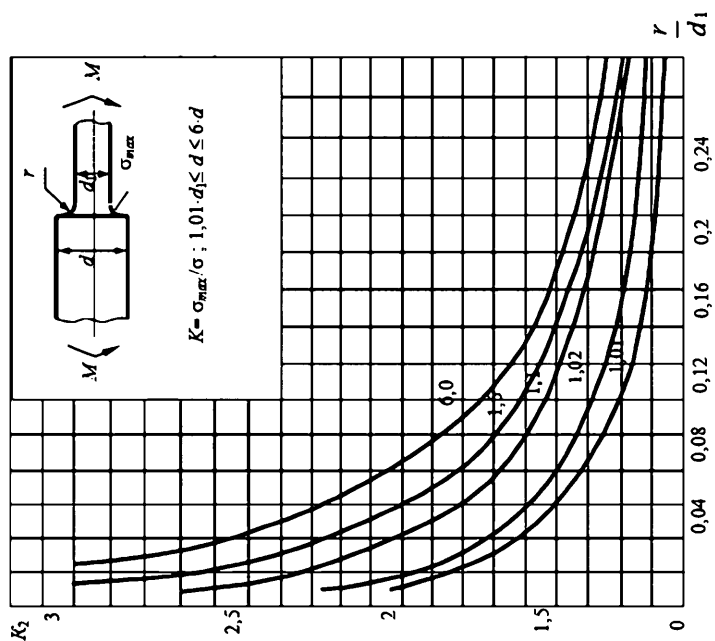
$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{4 \cdot \alpha \cdot P_0}{2 \cdot \pi \cdot d^2} + \frac{\sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2}}{W_0}, \quad (1.57)$$

где $W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ – осевой момент сопротивления изгибу колонны.

Напряжения в галтельных переходах (место сопряжения колонны с плитой) определяются как

$$\sigma_e = K_1 \cdot \frac{4 \cdot \alpha \cdot P_0}{2 \cdot \pi \cdot d^2} + K_2 \cdot \frac{\sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2}}{W_0^*}, \quad (1.58)$$

где $W_0^* = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$ – момент сопротивления сечения в зоне галтельного перехода; d_1 – диаметр галтельного перехода; K_1 – коэффициент концентрации напряжений при растяжении; K_2 – коэффициент концентрации напряжений при изгибе; K_1 и K_2 определяются в зависимости от d и d_1 по графикам (рис. 1.36., 1.37.).

Рис. 1.36. Коэффициент концентрации K_1 Рис. 1.37. Коэффициент концентрации K_2

Для обеспечения прочности необходимо выполнение условий (1.57) и (1.28)

$$\max\{\sigma_{сум}, \sigma_{\varepsilon}\} \leq [\sigma]_p,$$

где $[\sigma]_p$ – допустимое напряжение для материала колонны на растяжение при пульсирующей нагрузке.

1.3.7. Расчет резьбы колонны и гайки

Полагаем внутренний диаметр резьбы равным диаметру колонны. Очевидно, что предпочтение следует отдать метрической резьбе, как основной крепежной. Вследствие цикличности нагрузки резьбу целесообразно выбирать с мелким шагом. По ГОСТ 9150–2002 [16] по внутреннему диаметру $d_1 = d$ выбираем наружный диаметр d_0 и средний d_2 диаметры резьбы, а также высоту профиля H_1 в зависимости от выбранного шага резьбы m .

Максимальная нагрузка на виток определяется выражением

$$q(H) = \frac{\alpha \cdot P}{4} \cdot m_1 \cdot \frac{ch(m_1 \cdot H)}{sh(m_1 \cdot H)}, \quad (1.59)$$

где $m_1 = \frac{V}{m}$, m – шаг резьбы; H – высота гайки; P – усилие смыкания,

$V = \sqrt{\frac{3,7 \cdot \frac{m}{d} \cdot \left(1 + 1,2 \frac{m}{d}\right)}{1,86 + 0,35 \frac{d}{m}}}$ – параметр резьбы [20]; d – диаметр колонны.

Высота гайки определяется

$$H = \frac{1,52 \cdot m}{V}. \quad (1.60)$$

Максимальное напряжение среза на витке

$$\tau_{ср} = \frac{q(H)}{\pi \cdot d_1} \leq [\tau]_{ср}, \quad (1.61)$$

где $[\tau]_{ср}$ – допускаемое напряжение среза при пульсирующей нагрузке [12]; d_1 – внутренний диаметр резьбы.

1.3.8. Силовой гидроцилиндр. Конструкция и расчет

Гидроцилиндры превращают гидравлическую энергию в кинетическую энергию в виде движения штока или плунжера. Главным параметром силового гидроцилиндра является его внутренний диаметр. Основной ряд диаметров гидроцилиндров и диаметров штоков устанавливается согласно ГОСТ 6540–68.

В машинах для переработки резиновых смесей и пластических масс большое распространение получили гидроцилиндры поршневого типа, так как эти машины снабжаются в основном индивидуальным гидроприводом.

В зависимости от применяемых давлений, конструкции механизма, технологических возможностей цилиндры изготовляют кованые, из труб с наварными донышками, из стального литья или стальные.

По форме фланцев для крепления к узлам машины гидроцилиндры бывают с круглым, прямоугольным и квадратным фланцами.

В устройствах запирания, а также в механизмах впрыска наибольшее распространение получили литые стальные гидроцилиндры. Такие цилиндры применяются в этих механизмах с плоским или полусферическим днищем.

Рассмотрим расчет силового гидроцилиндра, выполняющего одновременно функцию верхней силовой плиты. Общий вид такого гидроцилиндра представлен на рис. 1.38. Фланец гидроцилиндра выполнен в виде плиты прямоугольной формы с угловыми отверстиями под колонны пресса. Днище имеет плоскую форму с небольшим отверстием для подвода жидкости.

Напряжения в сечениях $A-A$ и $B-B$ определяется по формулам соответственно:

$$\sigma_z' = \frac{P}{\pi \cdot (2 \cdot R_2 + h_2) \cdot h_2} \pm \frac{6 \cdot M_2}{h_2^2}; \quad (1.62)$$

$$\sigma_z'' = \frac{P}{\pi \cdot (2 \cdot R_2 + h_2) \cdot h_2} \mp \frac{6 \cdot M_1}{h_2^2}, \quad (1.63)$$

где верхний знак соответствует внутренним волокнам сечения, нижний – внешним волокнам сечения.

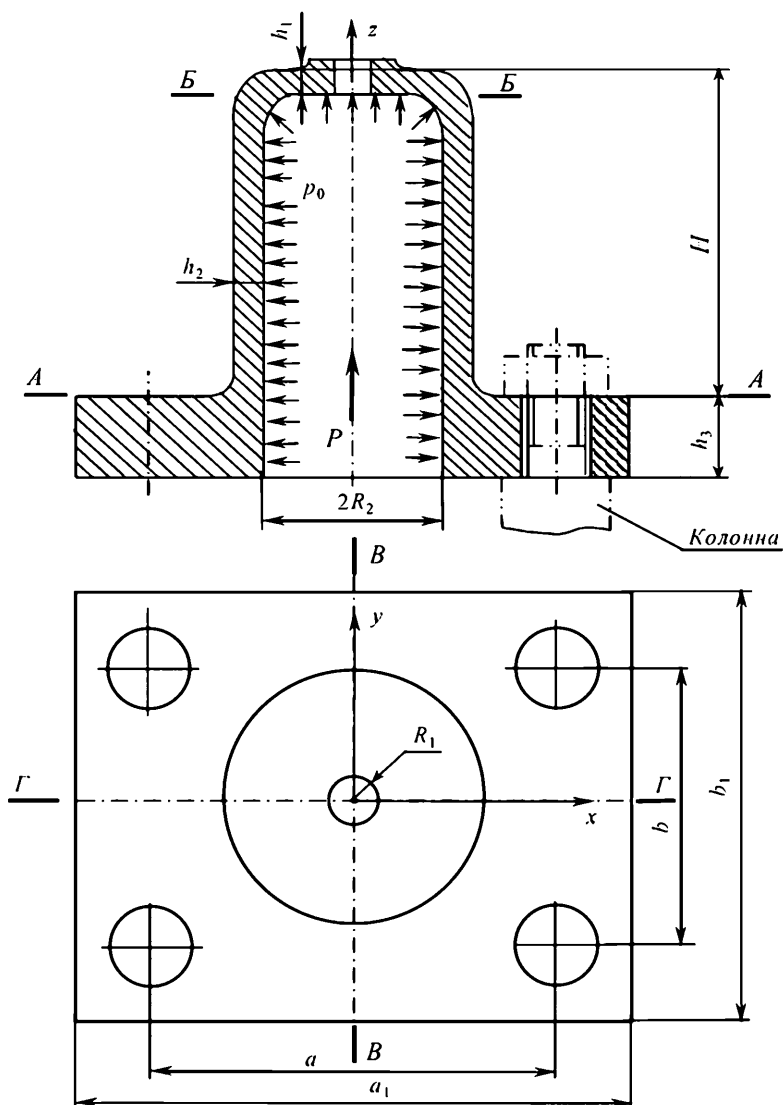


Рис. 1.38. Корпус силового гидроцилиндра

Изгибающий момент M_2 , действующий в сечении $A-A$, определяется по формуле:

$$M_2 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \left(R_2 + \frac{h_2}{2}\right)} \cdot \left[\frac{\frac{\pi \cdot b}{4} - R_2 - \frac{h_2}{2}}{1 + \frac{\beta \cdot h_1}{2} + \frac{0,91}{2\beta \cdot \left(R_2 + \frac{h_2}{2}\right)} \cdot \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^3 \cdot \ln\left(\frac{a_2}{2 \cdot R_2}\right)} \right] - p_0 \cdot \frac{R_2 \cdot h_2}{3,3} \quad (1.64)$$

где $\beta = \frac{1,28}{\sqrt{R_2 \cdot h_2}}$; $P = \pi R_2^2 p_0$ – осевая сила смыкания; p_0 – внутреннее

давление в гидроцилиндре.

Изгибающий момент M_1 , действующий в сечении Б–Б, находится из решения системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{0,7}{h_1} + \frac{2,57 \cdot R_2}{h_2 \sqrt{R_2 \cdot h_2}} \right) \cdot Q_1 - \frac{3,3 \cdot M_1}{h_2^2} &= 0,85 \cdot p_0 \cdot \frac{R_2}{h_2} \\ \left(\frac{3,6}{R_2} - \frac{3,3 \cdot h_1^2}{R_2 \cdot h_2^2} \right) \cdot Q_1 + \left(\frac{8,4}{R_2 \cdot h_1} + \frac{8,5 \cdot h_1^2}{R_2 \cdot h_2^2 \sqrt{R_2 \cdot h_2}} \right) \cdot M_1 &= 1,05 \cdot p_0 \cdot \frac{R_2}{h_1} \end{aligned} \right\} \quad (1.65)$$

где Q_1 – поперечная сила в сечении Б–Б.

Напряжение на кромках отверстий радиуса R_1 днища определяется по формуле:

$$\sigma_\theta = \frac{\frac{P \cdot \left(R_2 + \frac{3}{2} \cdot h_2\right)}{6\pi} - M_1 \cdot \left(R_2 + \frac{h_2}{2}\right)}{h_1^3 \cdot \ln\left(\frac{R_2 + \frac{h_2}{2}}{R_1}\right)} \cdot \frac{h_1}{2 \cdot R_1} \quad (1.66)$$

Напряжение σ_x во фланце (сечение Б–Б) определяется по формуле (при $a > b$):

$$\sigma_x = 2 \cdot \beta \cdot \frac{M_2 \cdot R_2}{(b_1 - 2 \cdot R_2) \cdot h_3} \pm \frac{P \cdot \left(\frac{a}{4} - \frac{R_2}{\pi}\right) - M_2 \cdot (1 + \beta \cdot h_3) \cdot R_2}{(b_1 - 2 \cdot R_2) \cdot h_3^2} \quad (1.67)$$

Знак (+) соответствует нижним волокнам, (–) – верхним волокнам сечения.

Для обеспечения прочности силового гидроцилиндра необходимо выполнение следующих условий:

$$\max\{\sigma'_z, \sigma''_z, \sigma_x\} \leq [\sigma]_{\text{из}}; \quad (1.68)$$

$$\sigma_{\theta} \leq [\sigma]_p,$$

где $[\sigma]_{\text{из}}$, $[\sigma]_p$ – допускаемые напряжения на изгиб и растяжение для выбранного материала гидроцилиндра при пульсирующей нагрузке [12].

1.3.9. Приближенный расчет рамы механизма запириания

На этапе проектирования гидропрессов колонного типа, как правило, перед проектировщиком стоит задача ориентировочного определения размеров колонн и силовых плит по заданным габаритным размерам пресс-форм и максимальному давлению формования изделий.

На основании этих данных необходимо разработать эскизную компоновку колонного пресса, определив предварительно расчетным путем максимальное усилие смыкания пресс-форм и геометрические параметры плит и колонн.

Колонный пресс (механизм запириания) представляет собой сложную пространственную пластинчато-стержневую рамную конструкцию. Ввиду отсутствия аналитических решений подобного типа задач, примем на предварительном этапе проектирования методы сопротивления материалов, представляя колонный пресс как рамную систему, нагруженную в центре плит сосредоточенной силой запириания, действующей со стороны пресс-форм. Разумеется, что в этом случае будет завышен запас прочности, но для надежной работы пресса и уменьшения облоя это увеличит жесткость системы. Колонны в местах заделки работают заодно с плитами. Расчетная схема рамной конструкции пресса показана на рис. 3.17.

Усилие запириания рассчитывается по установленной площади литья и среднему давлению в полости формы.

$$P = K \cdot p_{cp} \cdot F_{\text{изд}},$$

где p_{cp} – среднее удельное давление в полости формы, МПа; $F_{\text{изд}}$ – площадь проекции изделия на плоскость разъема, м²; K – коэффициент запаса усилия запириания, ($K = 1,2 \div 1,3$).

Расстояние между колоннами a и b устанавливается из расчета свободного перемещения пресс-формы между колоннами.

Представленная на рис. 3.17. расчетная схема рамы, ввиду симметрии нагружения и геометрии, один раз статически неопределима.

Из-за симметрии рассматриваем правую половину рамы, приложив в месте разреза неизвестный момент M_x (нормальную силу N , ввиду большой жесткости плит по сравнению с колоннами не учитываем).

Для определения неизвестного момента воспользуемся энергетическим методом, для чего составляем выражение для потенциальной энергии системы:

$$U = \int_0^{\frac{a}{2}} \frac{(M_x - P_0 \cdot z)^2}{2 \cdot J_{1x}} \cdot dz + \int_0^{l_2} \frac{\left(M_x - P_0 \cdot \frac{a}{2}\right)^2}{4 \cdot E \cdot J_2} \cdot dz + \int_0^{\frac{a}{2}} \frac{M_x + P_0 \cdot z - \frac{P_0 \cdot a}{2}}{2 \cdot E \cdot J_{3x}} \cdot dz, \quad (1.69)$$

где J_{1x} – момент инерции верхней плиты в середине пролета; J_2 – момент инерции колонн; J_{3x} – момент инерции нижней плиты в середине пролета; $P = 2P_0$ – усилие смыкания (усилие, развиваемое гидроцилиндром).

Из условия, что угол поворота плиты в месте приложения силы равен нулю, можно записать

$$\frac{\partial U}{\partial M} = 0. \quad (3.60)$$

Это условие дает возможность определить изгибающий момент M_x в плоскости $yo z$:

$$M_x = \frac{P_0 \cdot \left(\frac{a}{4J_{1x}} + \frac{l_2}{2J_2} + \frac{a}{4J_{3x}} \right)}{\frac{1}{J_{1x}} + \frac{l_2}{a \cdot J_2} + \frac{1}{J_{3x}}}. \quad (1.70)$$

Аналогично можно записать выражение изгибающего момента M_y в плоскости xoz :

$$M_y = \frac{P_0 \cdot \left(\frac{b}{4J_{1y}} + \frac{l_2}{2J_2} + \frac{b}{4J_{3y}} \right)}{\frac{1}{J_{1y}} + \frac{l_2}{b \cdot J_2} + \frac{1}{J_{3y}}}, \quad (1.71)$$

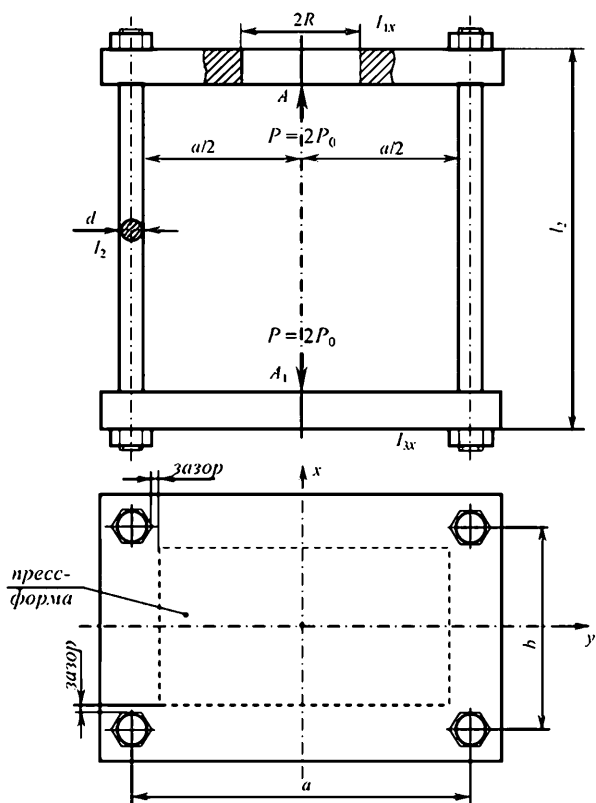


Рис. 1.39. Колонный пресс

Расчетная схема

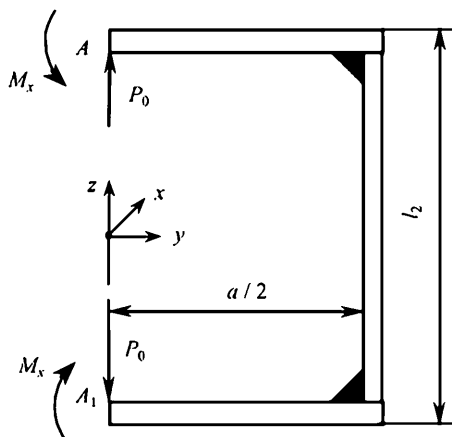


Рис. 1.40. Расчетная схема рамы колонного пресс

где a, b – наибольшее и наименьшее расстояние между колоннами; J_{1y} , J_{3y} – моменты инерции верхней и нижней плит в середине пролета b ; l_z – длина колонн.

Моменты инерции плит и колонн определяются из выражений:

$$J_{1x} = \frac{(b - 2R) \cdot h_1^3}{12}; \quad J_{1y} = \frac{(a - 2R) \cdot (h_1')^3}{12}; \quad J_2 = J_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{64};$$

$$J_{3x} = \frac{b \cdot h_3^3}{12}; \quad J_{3y} = \frac{a \cdot (h_3')^3}{12},$$

где h_1, h_3 – высота верхней и нижней плит при действии момента M_x на плиту; h_1', h_3' – высота верхней и нижней плит при действии момента M_y на плиту; d – диаметр колонн.

Условие прочности на изгиб для верхней плиты

$$\sigma_{ux}^B = \frac{M_x \cdot h_1}{2 \cdot J_{1x}} \leq [\sigma]_u, \quad (1.72)$$

$$\sigma_{uy}^B = \frac{M_y \cdot h_1'}{2 \cdot J_{1y}} \leq [\sigma]_u. \quad (1.73)$$

Условие прочности на изгиб для нижней плиты

$$\sigma_{ux}^H = \frac{M_x \cdot h_3}{2 \cdot J_{3x}} \leq [\sigma]_u, \quad (1.74)$$

$$\sigma_{uy}^H = \frac{M_y \cdot h_3'}{2 \cdot J_{3y}} \leq [\sigma]_u. \quad (1.75)$$

Поскольку колонна находится в условиях растяжения и изгиба, то необходимо учитывать при определении допускаемых напряжений как на растяжение, так и на изгиб.

Моменты в сечении колонн будут

$$M_x' = \frac{-P_0 \cdot a/2 + M_x}{2}; \quad M_y' = \frac{-P_0 \cdot b/2 + M_y}{2}.$$

Тогда условие прочности для колонн определится из выражения

$$\sigma = \frac{\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(-P_0 \cdot \frac{a}{2} + M_x\right)^2 + \left(-P_0 \cdot \frac{b}{2} + M_y\right)^2}}{0,1 \cdot d^3} + \frac{P_0}{2} \cdot \frac{4}{\pi \cdot d^2} \leq [\sigma]_p, \quad (1.76)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала колонн при пульсирующей нагрузке.

Итак, для определения геометрических размеров плит и колонн имеем условие (при $a > b$):

$$P_0 \cdot \frac{\frac{a}{4J_{1x}} + \frac{l_2}{2J_2} + \frac{a}{4J_{3x}}}{\frac{1}{J_{1x}} + \frac{l_2}{a \cdot J_2} + \frac{1}{J_{3x}}} \leq \frac{[\sigma]_u \cdot b \cdot h_1^2}{6}; \quad (1.77)$$

$$P_0 \cdot \frac{\frac{a}{4J_{1x}} + \frac{l_2}{2J_{2y}} + \frac{a}{4J_{3x}}}{\frac{1}{J_{1x}} + \frac{l_2}{b \cdot J_2} + \frac{1}{J_{3x}}} \leq \frac{[\sigma]_u \cdot a \cdot h_3^2}{6}; \quad (1.78)$$

$$\frac{\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(-P_0 \cdot \frac{a}{2} + \frac{[\sigma]_u \cdot (b-2R) \cdot h_1^2}{6}\right)^2 + \left(-P_0 \cdot \frac{b}{2} + \frac{[\sigma]_u \cdot (a-2R) \cdot (h'_1)^2}{6}\right)^2}}{0,1 \cdot d^3} + \frac{P_0}{2} \cdot \frac{2}{d^2} \leq [\sigma]_p. \quad (1.79)$$

Подставляя в (3.68) и (3.69) значения J_{1x}, J_2, J_{3x} и, полагая $h'_1 = h_1$, получим:

$$\frac{P_0 \cdot \left(\frac{3a}{(b-2R) \cdot h_1^3} + \frac{l_2}{0,1 \cdot d^4} + \frac{3a}{b \cdot h_3^3} \right)}{\frac{12}{(b-2R) \cdot h_1^3} + \frac{l_2}{0,05 \cdot d^4 \cdot a} + \frac{12}{b \cdot h_3^3}} \leq \frac{[\sigma]_u \cdot (b-2R) \cdot h_1^2}{6}; \quad (1.80)$$

$$\frac{P_0 \cdot \left(\frac{3a}{(b-2R) \cdot h_1^3} + \frac{l_2}{0,1 \cdot d^4} + \frac{3a}{b \cdot h_3^3} \right)}{\frac{12}{(b-2R) \cdot h_1^3} + \frac{l_2}{0,05 \cdot d^4 \cdot a} + \frac{12}{b \cdot h_3^3}} \leq \frac{[\sigma]_u \cdot b \cdot h_3^2}{6}; \quad (1.81)$$

$$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(-P_0 \cdot \frac{a}{2} + \frac{[\sigma]_u \cdot (b-2R) \cdot h_1^2}{6}\right)^2 + \left(-P_0 \cdot \frac{b}{2} + \frac{[\sigma]_u \cdot (a-2R) \cdot h_3^2}{6}\right)^2} + \frac{0,4 \cdot P_0}{\pi} \cdot d \leq 0,2 \cdot d^3 \cdot [\sigma]_p. \quad (1.82)$$

Выражения (1.80) – (1.82) образуют систему уравнений по отношению к неизвестным h_1 , h_2 и d . Данная система уравнений является нелинейной и решение ее возможно с помощью ЭВМ. В настоящее время существуют стандартные программы, позволяющие без особых затруднений определить действительные корни нелинейных уравнений, например, по методу Ньютона.

Однако в реальных конструкциях колонных прессов жесткость верхних и нижних плит во много раз больше жесткости колонн

($\frac{J_1 = J_3}{2 \cdot J_2} \approx 50$ и более). Учитывая это обстоятельство, систему урав-

нений (1.80) – (1.82) можно свести к трем независимым уравнениям, позволяющим достаточно легко определить параметры колонного пресса:

$$h_1 \geq \sqrt{\frac{3 \cdot P_0 \cdot a}{(b-2R) \cdot [\sigma]_u}}; \quad (1.83)$$

$$h_3 \geq \sqrt{\frac{3 \cdot P_0 \cdot a}{b \cdot [\sigma]_u}}; \quad (1.84)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot P_0 \cdot \alpha}{\pi \cdot [\sigma]_p}}, \quad (1.85)$$

где $\alpha = 1,2$ – коэффициент, учитывающий деформацию изгиба колонн.

Зная параметры плит и колонн, можно определить максимальное взаимное смещение верхней и нижней плит без учета перемещения колонн (т. А и А₁, рис. 1.40.) (при $a > b$):

$$w_{max} = \frac{P_0 \cdot a}{8E} \left[\left(\frac{a^2}{3J_{1x}} + \frac{a^2}{3J_{3x}} - \frac{a \cdot l_2}{J_2} \right) - \frac{\left(\frac{a}{2J_{1x}} + \frac{a}{2J_{3x}} \right)^2 - \frac{l_2^2}{J_2^2}}{\left(\frac{1}{J_{1x}} + \frac{1}{J_{3x}} + \frac{l_2}{a \cdot J_2} \right)} \right]. \quad (1.86)$$

Условие жесткости для плит имеет вид

$$w_{max} \leq [w], \quad (1.87)$$

где $[w]$ – допустимый прогиб для плит литьевых прессов из условия минимального облоя, обычно $[w] = 0,1 : 0,25\text{мм}$ (рекомендации АО НИИРТмаша при проектировании литьевых прессов типа ПЛВ).

Если условие (1.87) не удовлетворяется, то необходимо увеличить толщины верхней и нижней плит.

1.3.10. Выбор оптимальных параметров конструктивного исполнения элементов прессового оборудования

Технологические процессы прессования изделий из полимерных материалов осуществляются на прессах различных конструкций при усилиях, достигающих более 6000 кН. Это предопределяет повышенные требования к выбору как технологических, так и прочностных параметров узлов и деталей механизмов смыкания пресс-форм, в частности колонных и рамных (рис. 1.41, 1.42).

Возникает потребность в разработке методов оптимизации конструктивных параметров элементов прессов, отвечающих требованиям необходимой прочности и жесткости, при их минимальной металлоемкости.

Проектирование конструкций прессов минимальной массы заключается в подборе конструктивных элементов таким образом, чтобы удовлетворить все проектные требования, такие, как ограничения, накладываемые на напряжения, прогибы и геометрию конструкции при ее наименьшей массе. Таким образом, в качестве критерия оптимальности принимается масса или объем конструкции пресса. Задача весовой оптимизации для четырехколонного пресса (рис. 1.41), может быть сформулирована следующим образом: из условий заданных максимального усилия смыкания пресс-форм, допускаемых напряжений для материала пресса и облоя найти такие значения толщин h_1^* , h_2^* верхней и нижней плит пресса, а также диаметра h_3^* колонн (толщины боковых стоек), чтобы объем материала системы был минимальным, т.е.

$$V(h^*) = \min V(h), h \in D'; \quad (1.87)$$

$$D' = \left\{ h : \max \sigma_3^i(h_i) \leq [\sigma]_i; w_{\max}^i(h_i) \leq [w]_i; a_i \leq h_i \leq b_i; i = 1, 2, 3 \right\}, \quad (1.88)$$

где $V(h^*)$ – объем (масса) верхней и нижней плит пресса вместе с колоннами (боковыми стойками); a_i , b_i – наибольший и наименьший диаметр колонн и толщина плиты; $[\sigma]_i$ – допускаемые напряжения для материалов плит и колонн (боковых стоек); $[w]_i$ – допускаемый прогиб плит, равный заданной величине облоя в пресс-форме; $\sigma_3^i(h_i)$ – эквивалентные напряжения для материала по принятой гипотезе прочности; D' – допускаемая область проектных решений.

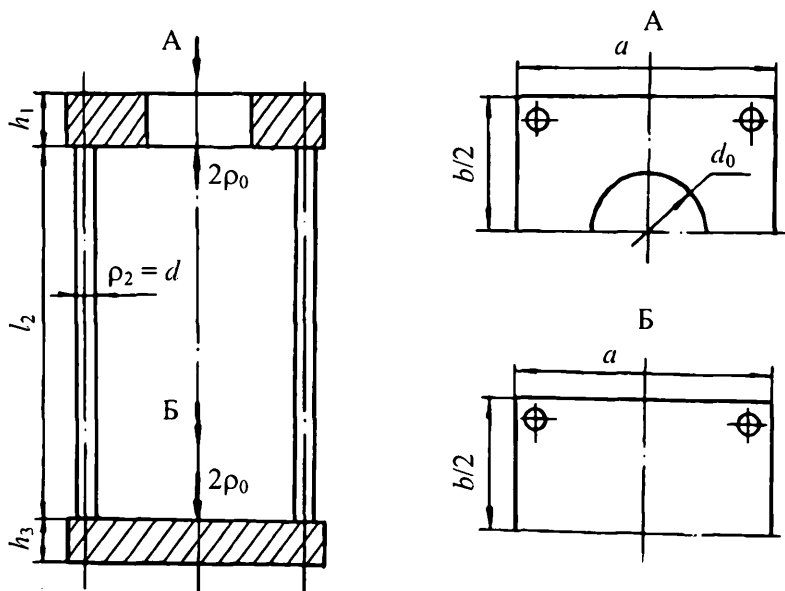


Рис. 1.41. Колонный литейной пресс ПЛВ с усилием 6300 кН

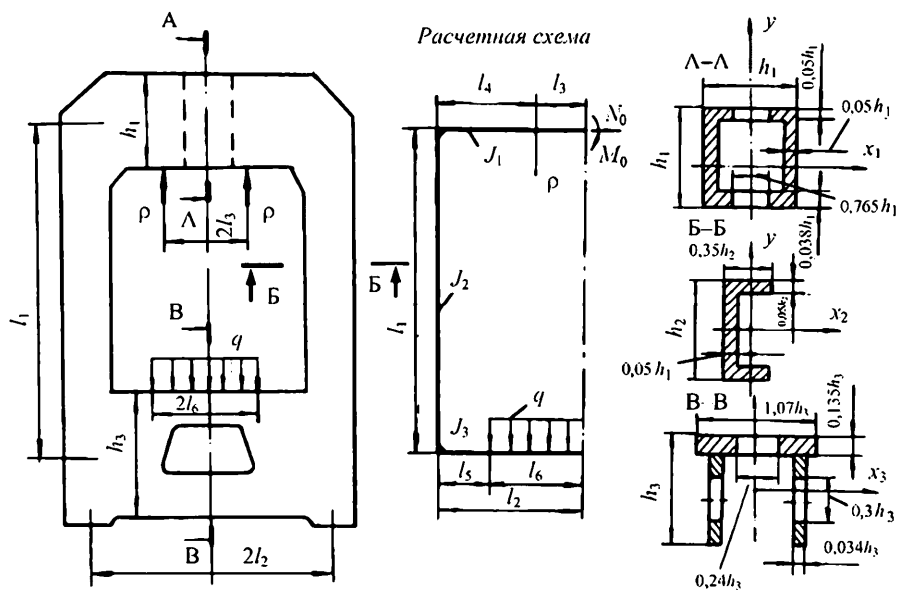


Рис. 1.42. Рамный пресс с усилием 2500 кН

Для решения поставленной задачи (1.87) и (1.88) по оптимизации конструкции пресса дадим определения таким понятиям, как равнопрочная конструкция и конструкция минимальной массы. Согласно определению Р. Шилда [12], «...оптимальной конструкцией является такая конструкция, если при действии заданных нагрузок всюду достигается предел текучести», т.е.

$$\sigma_3^i(h_i) = \sigma_T. \quad (1.89)$$

При этом конструкция будет равнопрочной и минимальной массы. Однако условие равнопрочности во всей конструкции является очень жестким условием и выполнение его в реальных конструкциях, как правило, не представляется возможным. Поэтому возможна оптимизация конструкций при «смягчении» равнопрочности, вводя понятие дискретной равнопрочности: «оптимальной» составной конструкцией является такая конструкция, у которой при действии заданной нагрузки в каждой j -й подконструкции максимальное эквивалентное напряжение достигает заданных допустимых значений:

$$\max \sigma_3^{(j)}(h) \leq [\sigma]_j, \quad (j = 1, 2, \dots, N). \quad (1.90)$$

Равнопрочная конструкция с минимальной массой, удовлетворяющая всем проектным требованиям, называется конструкцией минимальной массы.

Для нахождения геометрических параметров, определяющих расход материала в дискретно-равнопрочной конструкции, рассмотрим решение системы (1.91), преобразовав предварительно ее к виду

$$K_j^n(h) - 1 = 0, \quad (1.91)$$

где $K_j^n(h) = \frac{\max \sigma_3^{(j)}(h)}{[\sigma]_j}$ – ограничение по прочности (аналогично за-

писывается ограничение по жесткости $K_j^* = \frac{w_{\max}^{(j)}(h)}{[w]_j}$).

Уравнение (1.91) можно решить относительно одного параметра h_i , когда остальные h_k ($k \neq i$) фиксированы с заданной точностью

$$|K_j^n(h) - 1| \leq \varepsilon, \quad (1.92)$$

где $\varepsilon = 10^{-2} \dots 10^{-3}$ – точность поиска.

Для решения системы уравнений (1.91) используется следующая итерационная формула:

$$h_i^{(p+1)} = h_i^{(p)} + \frac{1}{2} h_i^{(p)} [K_j^n(h^{(p)}) - 1], \quad (1.93)$$

где p – номер приближения ($p = 0, 1, 2, \dots$).

Итерационный процесс по формуле (1.93) прекращается при выполнении условия (1.92).

Последовательное решение уравнений (1.91) относительно неизвестных параметров h_i конструкции позволяет построить графики ограничений по фиксированным плоскостям сечений области поиска. Это уравнение на фиксированной плоскости h_i описывает разграничительную линию между допустимой областью D ($K_j < 1$) и недопустимой областью ($K_j > 1$).

Для решения уравнения (1.93) итерационным методом составлена программа «ITERAPRESS» на языке BASIC. Текст программы для персональных ЭВМ приводится в прил. (Программа 4).

Построенные ограничения на фиксированных плоскостях h_i позволяют исследовать область допустимых проектных решений D , выявить тип и особенности экстремальной задачи.

Итерационный метод проектирования дискретно–равнопрочных конструкций является быстрым и практичным методом, но в нелинейном проектировании не всегда является оптимальным. Поэтому имеет практический интерес проверка – является ли конструкция, полученная итерационным методом проектирования, конструкцией минимальной массы.

Дискретно–равнопрочная конструкция является конструкцией минимальной массы, если она удовлетворяет всем проектным требованиям, таким, как ограничения по прочности, жесткости, геометрии элементов и минимальной общей массе системы.

Расчет конструкции минимальной массы может быть получен как результат решения задачи нелинейного математического программирования при использовании хорошо себя зарекомендовавшего на практике математического аппарата оптимизации – метода скользящего допуска (МСД) [13].

При практической реализации на ЭВМ многих методов нелинейного программирования, таких, как метода штрафных функций, метода модифицированной функции Лагранжа и т.д., значительная доля машинного времени тратится на обеспечение строгого выполнения тре-

бований допустимости. Алгоритм МСД позволяет улучшить значение оптимизационного критерия (масса, объем) как за счет информации, полученной в допустимых точках пространства решения, так и за счет информации, которую удастся получать при прохождении через некоторые точки, лежащие вне допустимой области, но являющиеся близкими к допустимым. Интервал, в пределах которого точки можно считать почти допустимыми, в ходе оптимизационного поиска постепенно сокращается, и в пределе по мере приближения к искомому решению, учитываются только допустимые точки.

При такой стратегии оптимизационного поиска задача получения конструкции минимальной массы (объема) методом МСД формулируется следующим образом

$$- \text{минимизировать} \quad V(h), h \in D'; \quad (1.94)$$

$$- \text{при ограничении} \quad \Phi^{(k)} - T(h) \geq 0, \quad (1.95)$$

где $\Phi^{(k)}$ – значение критерия скользящего допуска на k -м этапе поиска, определяемое соотношением

$$\left. \begin{aligned} \Phi^{(k)} &= \min \left\{ \Phi^{(k-1)}, \frac{m+1}{r+1} \sum_{i=1}^{r+1} \|h_i^{(k)} - h_{i+2}^{(k)}\| \right\}; \\ \Phi^{(0)} &= 2(m+1)l, \end{aligned} \right\} \quad (1.96)$$

где l – величина шага вычислений; $r = (n - m)$ – число степеней свободы целевой функции массы (объема); n – число независимых переменных; m – число ограничений в виде равенств; $T(h)$ – представляет собой положительно определенный функционал над множеством всех функций, задающих ограничения как в виде равенств $H_i(h)$, так и в виде неравенств $G_i(h)$, определяемый соотношением

$$T(h) = \left[\sum_{i=1}^m H_i^2(h) + \sum_{i=m+1}^p U_i G_i^2(h) \right]^{1/2}, \quad (1.97)$$

где U_i – оператор Хевисайда, обладающий следующими свойствами:

$$U_i = 0 \quad \text{при} \quad G_i(h) \geq 0; \quad U_i = 1 \quad \text{при} \quad G_i(h) < 0.$$

Общая схема работы алгоритма МСД показана на рис. 1.26. Условие прекращения оптимизационного поиска по МСД является

$$T(h^{(k+1)}) \leq \Phi^{(k)} \leq \varepsilon, \quad (1.98)$$

где ε – произвольно малое положительное число, принимаемое $10^{-5} \dots 10^{-3}$.

Программа «FLEXIPRESS» решения задачи по определению конструкции минимальной массы на языке BASIC для персональных ЭВМ методом МСД приведена в прил. (программа 5).

Так как рассматриваемый здесь метод оптимизации МСД позволяет находить только локальный минимум, то при решении задачи выбираются не одна, а несколько стартовых точек $h_i^{(0)}$ ($i = 1, 2, \dots$).

Разумеется, такой подход не гарантирует достижения глобального минимума в найденной точке, однако вероятность этого несколько увеличивается при увеличении стартовых точек. Целесообразным является также использование известных приемов, применяемых в проектной практике, как, например, рассмотрение элементов типа оболочек и стержней в безмоментном напряженном состоянии; упрощение расчетной схемы; приведение двумерных задач к одномерным; использование нормативных требований; использование данных о прототипах конструкций и т.п.

Кроме того, по мнению и опыту многих авторов, целевая функция корректно сформулированной задачи оптимизации реальных физических процессов является достаточно хорошей и обладает единственным экстремумом.

В качестве примера рассмотрим задачу по оптимизации конструкции трех типов прессов: колонного, рамного и челюстного.

1.3.12. Оптимизация конструктивных параметров четырехколонного литейного пресса усилием 6300 кН

Пример 1

Исходные данные: $2P_0 = 6300$ кН; $a = 1120$ мм; $b = 1000$ мм; $d = 500$ мм; $l_2 = 2000$ мм; $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = [\sigma]_3 = 110$ МПа; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; материал плит и колонн Сталь 45Л, нагрузка – пульсирующая.

В качестве искомых проектных параметров пресса принимаем: толщину верхней плиты $x_1 = h_1$; толщину нижней плиты $x_3 = h_3$; диаметр колонн $x_2 = d$.

Ограничения на проектные параметры: $a_1 \leq h_1 \leq b_1$; $a_2 \leq h_2 \leq b_2$; $a_3 \leq h_3 \leq b_3$, где $a_1 = a_3 = 250$ мм; $a_2 = 100$ мм; $b_1 = b_3 = 450$ мм; $b_2 = 200$ мм.

1. *Определение оптимальных параметров пресса из условия дискретно-равнопрочного проекта.*

Для нахождения проектных параметров пресса итерационным методом запишем систему уравнений (1.91) для трех ограничений:

$$\left. \begin{aligned} K_1(x_1, x_2, x_3) - 1 &= 0 \\ K_2(x_1, x_2, x_3) - 1 &= 0 \\ K_3(x_1, x_2, x_3) - 1 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1.99)$$

где

$$K_1 = \frac{\max \sigma_3^{(1)}}{[\sigma]} = \frac{P_0 \left[\frac{3a}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{3a}{bx_3^3} + \frac{32l_2}{\pi x_2^4} \right]}{\frac{12}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{12}{bx_3^3} + \frac{64l_2}{\pi x_2^4 a}} \frac{6}{(b-d_0)[\sigma]x_1^2};$$

$$K_2 = \frac{\max \sigma_3^{(2)}}{[\sigma]} = \frac{2P_0}{\pi x_2^2 [\sigma]} + \left\{ P_0 \frac{a}{2} - \frac{P_0 \left[\frac{3a}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{3a}{bx_3^3} + \frac{32l_2}{\pi x_2^4} \right]}{\frac{12}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{12}{bx_3^3} + \frac{64l_2}{\pi x_2^4 a}} \right\} \times \frac{16}{[\sigma]\pi x_2^3};$$

$$K_3 = \frac{\max \sigma_3^{(3)}}{[\sigma]} = \frac{P_0 \left[\frac{3a}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{3a}{bx_3^3} + \frac{32l_2}{\pi x_2^4} \right]}{\frac{12}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{12}{bx_3^3} + \frac{64l_2}{\pi x_2^4 a}} \frac{16}{b[\sigma]x_3^2},$$

где $\max \sigma_3^j$ – максимальные эквивалентные напряжения по IV гипотезе прочности в верхней, нижней плитах и колоннах прессы ($j = 1, 2, 3$).

Для решения системы уравнений (1.99) используем итерационную формулу (1.93) при ограничениях на параметры:

$$250 \leq x_1 \leq 450 \text{ мм}; \quad 100 \leq x_2 \leq 200 \text{ мм}; \quad 250 \leq x_3 \leq 450 \text{ мм}.$$

Условия прекращения итерационного процесса:

$$\left| K_j(X^{(p)}) - 1 \right| \leq \varepsilon = 0,05, \quad (j = 1, 2, 3).$$

В результате решения задачи построены кривые ограничения $K_j(x_1, x_2, x_3) = 1$ (рис. 1.43) и получены значения параметров прессы x_1^* , x_2^* , x_3^* , соответствующие дискретно-равнопрочному проекту:

$$\tilde{x}_1^* = \tilde{h}_1^* = 430 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_2^* = \tilde{h}_2^* = 180 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_3^* = \tilde{h}_3^* = 304 \text{ мм}.$$

Итерационный процесс по формуле (1.93) сходится за 50 итераций. При этом объем (масса) конструкции прессы, соответствующий дискретно-равнопрочному проекту составил

$$\tilde{V}^*(x_1, x_2, x_3) = \tilde{x}_1^* ab - \frac{\pi d_0^2}{4} \tilde{x}_1^* + \pi \tilde{x}_2^* l_2 + \tilde{x}_3^* ab = 939 \cdot 10^6 \text{ мм}^3 = 0,939 \text{ м}^3.$$

На рисунке 1.43 изображены кривые ограничения по прочности $K_1 = 1$; $K_2 = 1$; $K_3 = 1$ и область допустимых решений D ($K_j < 1$). Из анализа полученных кривых видно, что функции ограничений нелинейны. Кривая ограничения $K_2 = 1$ почти вертикальная. Это говорит о том, что все кривые ограничения имеют общую вершину, являющуюся оптимальной точкой для дискретно-равнопрочного проекта (\tilde{h}_1^* , \tilde{h}_2^* , \tilde{h}_3^*).

2. *Определение оптимальных параметров пресса из условия проекта минимального объема (массы).*

Дискретно-равнопрочная конструкция пресса будет конструкцией минимального объема (массы), если помимо выполнения ограничений по прочности и геометрических параметров выполняется условие минимального объема (массы):

$$V(x_1^*, x_2^*, x_3^*) = \min V(x_1, x_2, x_3) = x_1 \left(ab - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \pi x_2^2 l_2 + x_3 ab ;$$

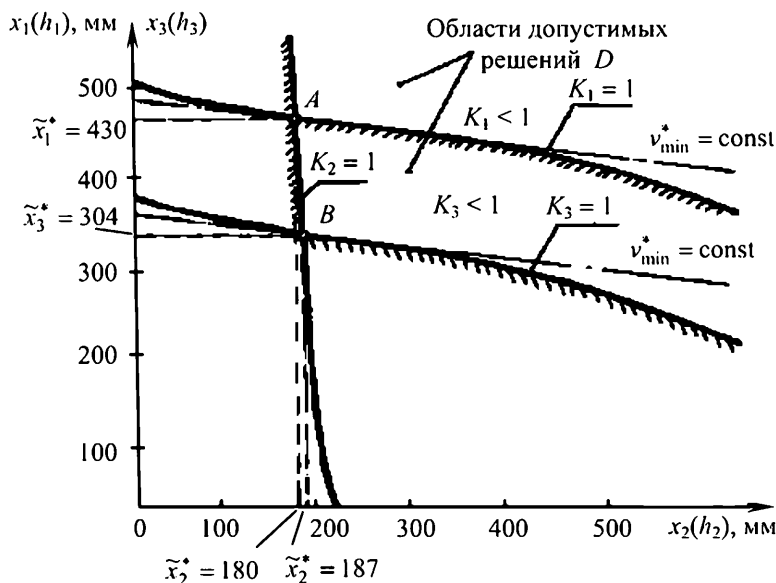


Рис. 1.43. Кривые ограничения и оптимальные точки для колонного пресса

при ограничениях в виде неравенств:

– по прочности:

$$g_1(x_1, x_2, x_3) = 1 - K_1 \geq 0,$$

$$g_2(x_1, x_2, x_3) = 1 - K_2 \geq 0,$$

$$g_3(x_1, x_2, x_3) = 1 - K_3 \geq 0;$$

– по геометрическим параметрам:

$$a_1 \leq x_1 \leq b_1,$$

$$a_2 \leq x_2 \leq b_2,$$

$$a_3 \leq x_3 \leq b_3.$$

Для получения проекта минимального объема используется метод скользящего допуска (МСД) при следующих данных: размер шага вычислений $t = 10$ мм; начальная стартовая точка $x_1^{(0)} = 150$ мм, $x_2^{(0)} = 150$ мм, $x_3^{(0)} = 150$ мм; число, определяющее окончание процесса поиска оптимального решения $\varepsilon = 10^{-3}$.

В результате решения поставленной задачи на ЭВМ с использованием программы 5 (МСД) (прил.) получены следующие значения оптимальных проектных параметров пресса:

$$x_1^* = h_1^* = 431 \text{ мм}; \quad x_2^* = h_2^* = d^* = 175 \text{ мм}; \quad x_3^* = h_3^* = 305 \text{ мм}.$$

При этом минимальный объем конструкции составил

$$V_{\min}^* = 0,932 \text{ м}^3.$$

Анализ методов расчета (дискретно–равнопрочных проекций и проект минимальной массы) показывает, что задача одноэкстремальна и дискретно–равнопрочный проект почти совпадает с проектом минимальной массы (объема). Это объясняется тем, что колонны пресса работают в основном на растяжение, и поэтому верхняя и нижняя плиты практически не связаны изгибной жесткостью колонн.

В противном случае, при большей изгибной жесткости колонн параметры пресса для обоих проектов могут значительно отличаться и, как правило, в качестве окончательных оптимальных параметров принимаются параметры из условия проекта минимального объема (массы).

Итак, при проектировании колонного литьевого пресса ПЛВ–630 необходимо принимать следующие оптимальные параметры:

$$h_1^* = 431 \text{ мм}; \quad h_2^* = d^* = 175 \text{ мм}; \quad h_3^* = 305 \text{ мм},$$

при минимальном объеме конструкции $V_{\min}^* = 0,932 \text{ м}^3$.

1.3.12. Оптимизация конструктивных параметров гидропресса рамного типа с номинальным усилием 2500 кН

Пример 2

Исходные данные [5]: $2P = 2500$ кН; $l_1 = 1850$ мм; $l_2 = 1160$ мм; $l_3 = 150$ мм; $l_4 = 430$ мм; $l_5 = 242$ мм; $l_6 = 333$ мм; материал рамы пресса сталь Ст3, $E = 200\,000$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = [\sigma]_3 = [\sigma] = 110$ МПа (цикл пульсирующий), $q = \frac{P}{l_6} = 36\,700$ Н/мм.

В качестве искомых проектных параметров пресса принимаем: высоту сечения верхнего пояса $h_1 = x_1$; высоту сечения нижнего пояса $h_3 = x_3$; ширину сечения вертикальных стоек $h_2 = x_2$ (см. рис. 1.42).

При этом в расчетах приняты следующие ограничения на размеры проектных параметров:

$$500 \leq x_1 \leq 700 \text{ мм}; \quad 300 \leq x_2 \leq 500 \text{ мм}; \quad 500 \leq x_3 \leq 700 \text{ мм}.$$

1. *Определение оптимальных параметров пресса из условия дискретно-равнопрочного проекта.*

Система уравнений для ограничений прочности (1.100) для определения параметров x_1, x_2, x_3 имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\max \sigma_1}{[\sigma]} - 1 &= 0 \\ \frac{\max \sigma_2}{[\sigma]} - 1 &= 0 \\ \frac{\max \sigma_3}{[\sigma]} - 1 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1.100)$$

где $\max \sigma_1, \max \sigma_2, \max \sigma_3$ – максимальные напряжения соответственно в верхнем поясе, боковых стойках и нижнем поясе рамы пресса, определяемые из уравнений:

$$\begin{aligned} \max \sigma_1 &= \frac{M_0}{0,0121x_1^4} \cdot 0,516x_1, \\ \max \sigma_2 &= \frac{ql_6l_4 + M_0 + N_0l_1}{0,00081x_2^4} \cdot 0,26x_2 + \frac{ql_6}{0,08x_2^2}, \\ \max \sigma_3 &= \frac{ql_6(l_5 + 0,5l_6 - l_4)}{0,0108x_3^4} \cdot 0,8x_3. \end{aligned}$$

Здесь M_0, N_0 – изгибающий момент и нормальная сила в среднем сечении верхнего пояса рамы, определяемые по формулам:

$$\begin{aligned}
M_0 = & \frac{-\left[\frac{ql_6 l_4^2}{2J_1} + \frac{ql_6 l_4 l_1}{J_2} + \frac{ql_6}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2\right)\right] \left(\frac{l_1^3}{3J_2} + \frac{l_1^2 l_2}{2J_3}\right)}{\left(\frac{l_1^2}{2J_1} + \frac{l_1 l_2}{2J_3}\right) - \left(\frac{l_2}{2J_1} + \frac{l_1}{J_2} + \frac{l_2}{2J_3}\right) \left(\frac{l_1^3}{3J_2} + \frac{l_1^2 l_2}{2J_3}\right)} + \rightarrow \\
& \rightarrow + \frac{\left[\frac{ql_6 l_4 l_1^2}{2J_2} + \frac{ql_6 l_1}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2\right)\right] \left(\frac{l_1^2}{2J_2} + \frac{l_1 l_2}{2J_3}\right)}{,} \\
N_0 = & \frac{-\left[\frac{ql_6 l_4 l_1^2}{2J_2} + \frac{ql_6 l_1}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2\right)\right] \left(\frac{l_2}{2J_1} + \frac{l_1}{J_2} + \frac{l_2}{2J_3}\right)}{\left(\frac{l_1^2}{2J_1} + \frac{l_1 l_2}{2J_3}\right) - \left(\frac{l_2}{2J_1} + \frac{l_1}{J_2} + \frac{l_2}{2J_3}\right) \left(\frac{l_1^3}{3J_2} + \frac{l_1^2 l_2}{2J_3}\right)} + \rightarrow \\
& \rightarrow + \frac{\left[\frac{ql_6 l_4^2}{2J_1} + \frac{ql_6 l_4 l_1}{J_2} + \frac{ql_6}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2\right)\right] \left(\frac{l_1^2}{2J_2} + \frac{l_1 l_2}{2J_3}\right)}{,}
\end{aligned}$$

где $J_1 = 0,0121 \cdot x_1^4$; $J_2 = 0,00081 \cdot x_2^4$; $J_3 = 0,0108 \cdot x_3^4$ – момент инерции сечений рамы пресса.

Решение системы уравнений (1.100), проводится итерационным способом по формуле (1.93) за 50 итераций. На рисунке 1.44 представлены кривые ограничения и получены параметры пресса, соответствующие дискретно–равнопрочному проекту:

$$\tilde{x}_1^* = \tilde{h}_1^* = 600 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_2^* = \tilde{h}_2^* = 419 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_3^* = \tilde{h}_3^* = 700 \text{ мм}.$$

Объем конструкции при этом составил

$$V^* = \tilde{F}_1^* l_2 + 2 \tilde{F}_2^* l_1 + \tilde{F}_3^* l_2 = 1,797 \cdot 10^5 \text{ мм}^3 = 1,797 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3,$$

где $\tilde{F}_1^* = 0,118 x_1^2$; $\tilde{F}_2^* = 0,08 x_2^2$; $\tilde{F}_3^* = 0,151 x_3^2$ – площади сечений элементов рамы пресса.

2. *Определение оптимальных параметров пресса из условия проекта минимального объема.*

$$\begin{aligned}
V(x_1^*, x_2^*, x_3^*) = \min V(x_1, x_2, x_3) = & 0,118 x_1^2 + \\
& + 2 \cdot 0,08 \cdot 0,08 x_2^2 + 0,151 x_3^2.
\end{aligned}$$

Как и в примере 1, для получения проекта минимального объема используется метод МСД при следующих данных: размер шага вычисления $l = 5$ мм; начальная стартовая точка $x_1^{(0)} = 400$ мм; $x_2^{(0)} = 400$ мм; $x_3^{(0)} = 400$ мм; число, определяющее окончание процесса поиска оптимального решения

$$\varepsilon = 10^{-3}.$$

Результаты расчета по МСД позволяют определить оптимальные значения проектных параметров для рамного пресса:

$$x_1^* = h_1^* = 588 \text{ мм}; \quad x_2^* = h_2^* = 415 \text{ мм}; \quad x_3^* = h_3^* = 692 \text{ мм}.$$

Минимальный объем составил

$$V_{\min}^* = 1,704 \cdot 10^5 \text{ мм}^3 = 1,704 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Как и в примере 1, имеет место совпадение параметров дискретно-равнопрочного проекта и проекта минимальной массы. Этого и можно было ожидать, так как на практике размеры вертикальных колонн или стоек, как правило, подбираются из условия прочности на растяжение, а изгибные напряжения в них незначительны.

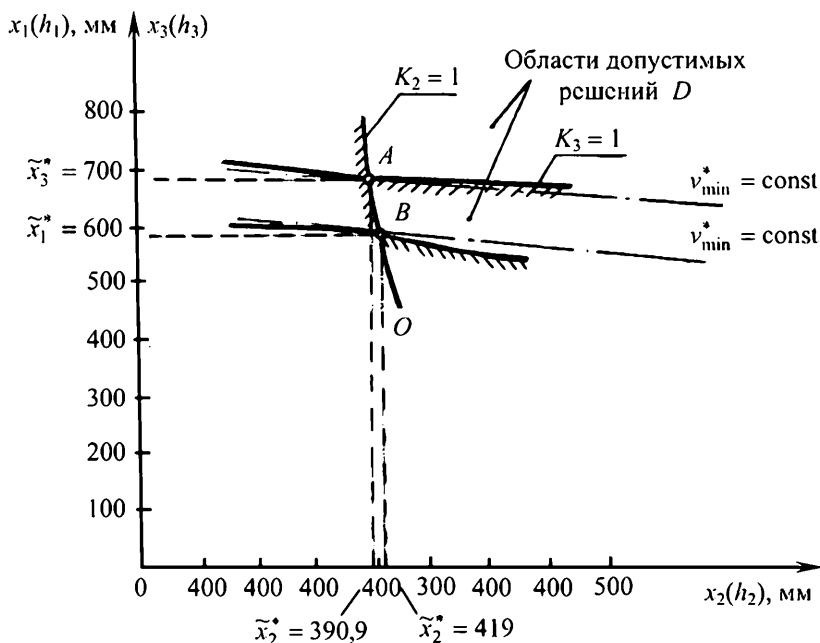


Рис. 1.44. Кривые ограничения и оптимальные точки для рамного пресса

1.3.13. Оптимизация конструктивных параметров челюстного пресса усилием 1000 кН

Пример 3

Исходные данные: $P = 1000$ кН; $a = 580$ мм; $b = 260$ мм; материал рамы пресса Ст3, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$; $[\sigma] = 110$ МПа (цикл пульсирующий).

В качестве искомых проектных параметров пресса принимаем: высоту сечения верхнего ригеля $h_1 = x_1$; высоту сечения нижнего ригеля $h_3 = h_1 = x_1$; ширину сечения вертикальной стойки рамы $h_2 = x_2$. Схема общего вида рамы челюстного пресса вместе с геометрическими размерами представлена на рис. 1.45.

Конструкция челюстного пресса представляет собой статически определимую самоуравновешенную раму. В расчетах приняты следующие ограничения на размеры сечений проектных параметров:

$$500 \leq x_1 \leq 600 \text{ мм}; \quad 600 \leq x_2 \leq 650 \text{ мм}; \quad 500 \leq x_3 \leq 600 \text{ мм};$$

Согласно [14], дискретно-равнопрочный проект для статически определимых систем совпадает с проектом минимальной массы. Поэтому все проектные размеры находим из условия дискретно-равнопрочного проекта.

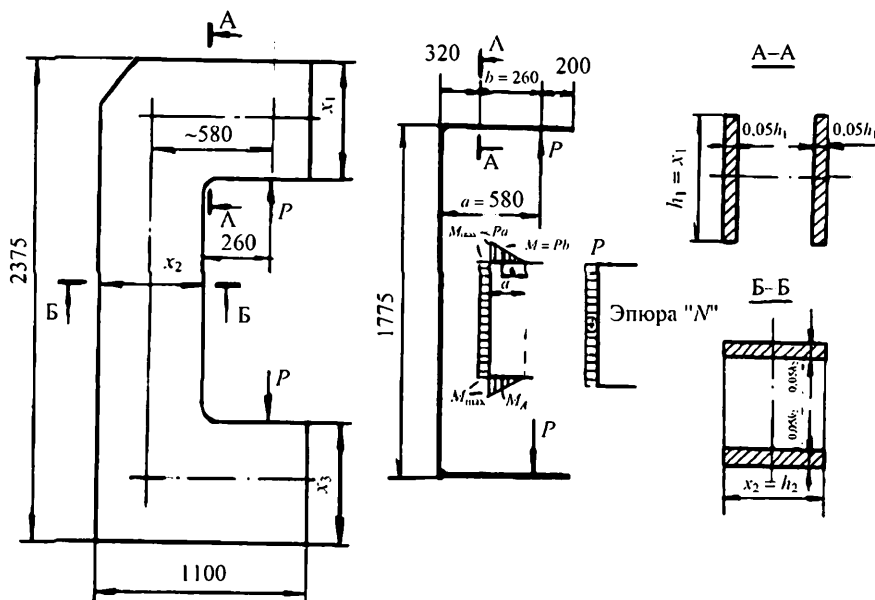


Рис. 1.45. Общий вид челюстного пресса и его расчетная схема

Система уравнений для ограничений по прочности (1.100) для определения геометрических параметров x_1, x_2, x_3 записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{\max \sigma_1}{[\sigma]} - 1 &= 0 \\ \frac{\max \sigma_2}{[\sigma]} - 1 &= 0 \\ \frac{\max \sigma_3}{[\sigma]} - 1 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1.101)$$

где $\max \sigma_1, \max \sigma_2, \max \sigma_3$ – максимальные напряжения соответственно в верхнем ригеле, стойке и нижнем ригеле рамы, определяются следующими уравнениями:

$$\max \sigma_1 = \max \sigma_3 = \frac{Pb}{0,017x_1^3}; \quad \max \sigma_2 = \frac{P}{0,1x_1^2} + \frac{Pa}{0,017h_1^3}.$$

Так как рама статически определимая, то решение системы уравнений (1.101) является независимым.

Применяя к уравнениям (1.101) итерационный способ (1.93), получаем следующие параметры сечения пресса из условия дискретно-равнопрочного проекта:

$$\begin{aligned} x_1^* = x_3^* &= 515 \text{ мм}; & \delta_1^* = \delta_3^* &= 0,05x_1^* = 26 \text{ мм}; \\ x_2^* &= 630 \text{ мм}; & \delta_2^* &= 0,05x_2^* = 31 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Примечание: систему уравнений (1.101) можно решить, не прибегая к итерационному способу, а используя обычный аналитический прием решения кубического уравнения, например, применив формулу Кардано [15].

Определим размеры сечения пресса из условия жесткости, приняв допустимый вертикальный прогиб в точке приложения нагрузки равным $[y] = 2$ мм.

Условие жесткости для рамы пресса будет иметь вид

$$y_{\max}^{(p)} = \frac{Pa^2}{EJ} \left[\frac{1}{3}a + l \right] \leq [y], \quad (1.102)$$

где J – момент инерции сечения рамы, определяемый по формуле

$$J = 2 \cdot \frac{0,05x_1x_1^3}{12} = 0,00834x_1^4.$$

Тогда размер сечения рамы из условия жесткости определится

$$x_1 \geq \sqrt[4]{\frac{120Pa^2}{E \cdot [y]}} \left(\frac{1}{3}a + l \right). \quad (1.103)$$

Подставляя в (1.103) исходные данные для пресса, получаем

$$x_1 = 670 \text{ мм}; \quad \delta_1 = 0,05x_1 = 33,5 \text{ мм}.$$

Итак, размеры пресса определяются его жесткостью.

На рисунке 1.46 представлена конструкция челюстного пресса с оптимальными конструктивными параметрами, найденными из условия дискретно-равнопрочного проекта.

Сравнение массы конструкций прессов, спроектированных из условия прочности по допускаемым напряжениям, с прессами, рассчитанными из условия оптимального проектирования, представлено на рис. 1.47–1.49.

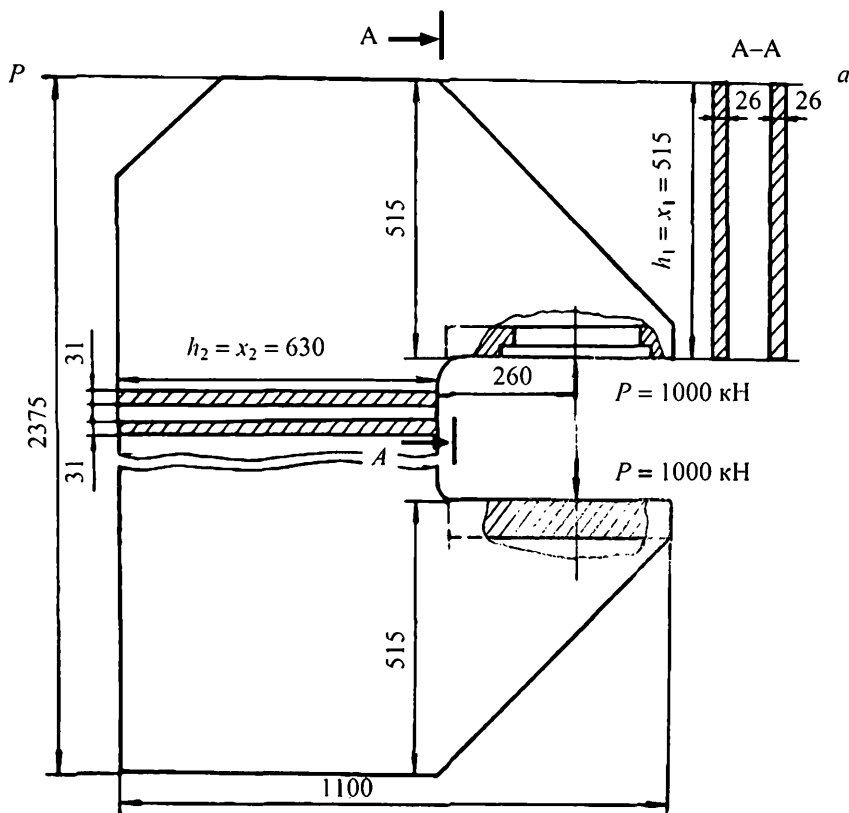


Рис. 1.46. Оптимальная дискретно-равнопрочная конструкция пресса

При одинаковой прочности и жесткости, масса оптимального варианта пресса колонного типа (рис. 1.47, б) на 25% меньше массы конструкции колонного пресса, спроектированного из условия прочности по допускаемым напряжениям в наиболее опасном сечении (разработка АО НИИРТмаш, г. Тамбов, рис. 1.47, а).

При одинаковой прочности и жесткости, масса оптимального варианта (рис. 1.48, б) на 60% меньше массы существующей конструкции рамного пресса (рис. 1.48, а), рассчитанного по допускаемым напряжениям в наиболее опасном сечении.

При одинаковой прочности и жесткости масса оптимального варианта челюстного пресса (рис. 1.49, б) на 40% меньше массы существующей конструкции челюстного пресса (рис. 1.49, а), рассчитанного по допускаемым напряжениям в наиболее опасном сечении.

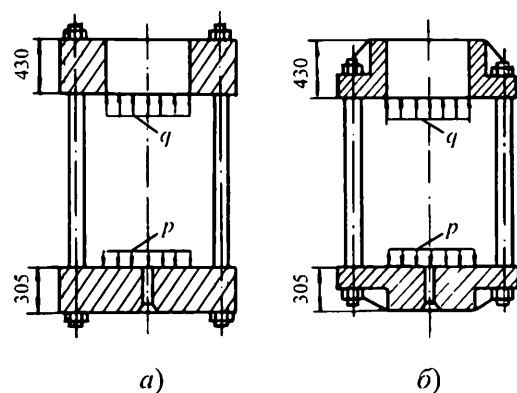


Рис. 1.47. Конструкция колонного пресса:
а – разработка АО НИИРТмаш; б – оптимальный вариант колонного пресса ПЛВМ–630

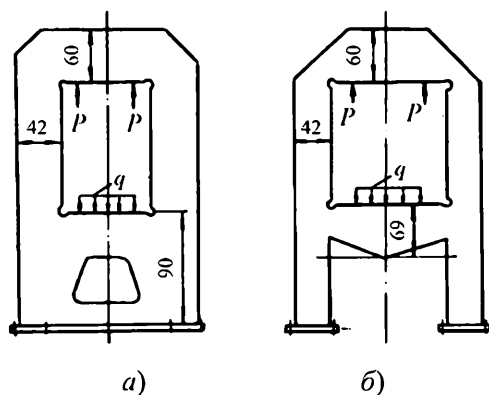


Рис. 1.48. Конструкция рамного пресса:
а – существующая разработка; б – оптимальный вариант

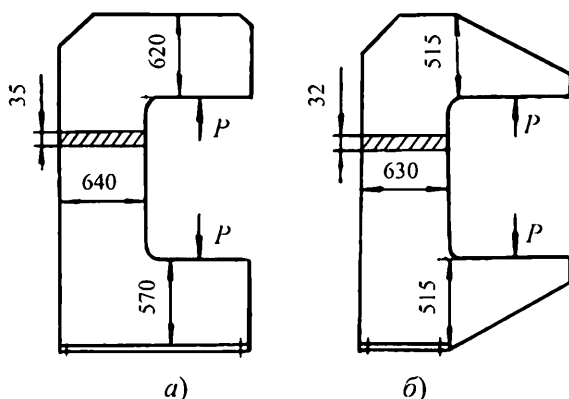


Рис. 1.49. Конструкция челюстного пресса:
 а – существующий вариант; б – оптимальный вариант

Все примеры расчетов размеров конструктивных элементов прессового оборудования проведены:

а) для дискретно-равнопрочного проекта – Программа «ITERAPRESS»;

б) для проекта минимальной массы (объема) – Программа «FLEXIPRESS».

Инструкция к программам и тексты программ на языке QBASIC для ПЭВМ приведены в приложении.

1.3.14. Расчет подпрессовочного устройства секторного форматора-вулканизатора

Подпрессовочное устройство (рис. 1.50) представляет собой две тонкостенные круглые торообразные оболочки, связанные между собой двумя кольцевыми пластинами, и служит для уменьшения облоя в процессе формования покрышек в форматорах-вулканизаторах с байонетным затвором вулканизационных пресс-форм.

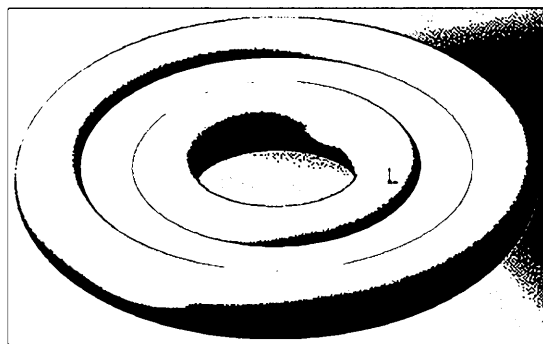


Рис. 1.50. Общий вид подпрессовочного устройства

Кольцевые пластины (рис. 1.51), соединяющие наружную и внутреннюю торообразные оболочки, нижней своей частью опираются на основание силовой плиты формы, а верхняя часть пластины имеет зазор y_0 с верхней плитой пресс-формы. Давление воды в устройстве изменяется от нуля до рабочего p за время одного цикла формования покрышки.

Необходимо заметить, что в момент перекрытия осевого зазора y_0 между верхней кольцевой пластиной и поверхностью пресс-формы, давление внутри подпрессовочного устройства небольшое и составляет примерно 2% от рабочего давления p . При дальнейшем увеличении давления p до рабочего кольцевые пластины будут подвержены только контактным напряжениям, величины которых незначительны и не превышают рабочего давления p .

В основном нагружению будут подвержены торообразные оболочки, в которых могут возникать значительные напряжения, особенно в краевых зонах сопряжения с кольцевыми пластинами, определяющие прочность и долговечность всего подпрессовочного устройства.

В работе [15] проводилось исследование подобной конструкции подпрессовочного устройства методом теории упругости. Полученные авторами результаты напряженно-деформированного состояния достаточно сложны и громоздки в вычислениях и не апробированы ни другими методами расчета, ни экспериментом. Поэтому применять эти расчеты как инженерные на предварительных этапах проектирования подобных типов конструкций для оценки работоспособности и долговечности считаем нерациональным.

В связи с этим предлагается более простая и достаточно точная для инженерных расчетов методика расчетов на прочность торообразных оболочек, сопряженных с кольцевыми пластинами.

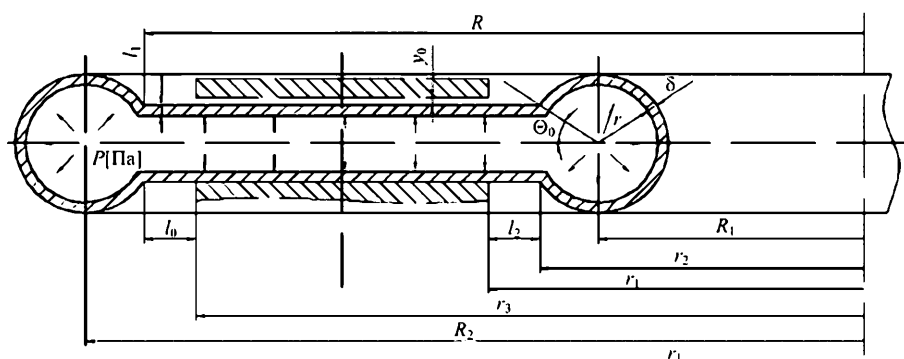


Рис. 1.51. Подпрессовочное устройство в месте расположения кольцевых силовых плит форматора-вулканизатора в разрезе

Ввиду геометрической и силовой симметрии конструкции подпрессовочного устройства рассматривается напряженное состояние не всей конструкции в целом, а плоская деформация статически неопределимой замкнутой кольцевой рамы единичной толщины и нагруженной равномерно-распределенной нагрузкой p [МПа] (рис. 1.51).

Для оценки же прочности в наиболее опасной точке торообразной оболочки наряду с напряжениями, полученными по балочной теории, учитываются напряжения в сечении тора, вычисленные по безмоментной теории тонкостенных оболочек.

Учитывая, что из двух торообразных оболочек, связанных между собой кольцевыми пластинами, наиболее нагруженной является внутренняя оболочка [17], то в дальнейшем будем рассматривать напряженное состояние внутренней торообразной оболочки.

Возможны два варианта установки подпрессовочного устройства:

1 – кольцевые пластины по всей поверхности в радиальном направлении сверху и снизу полностью соприкасаются с поверхностью пресс-форм ($l_0 = 0$, рис. 1.51).

2 – кольцевые пластины в радиальном направлении не перекрывают поверхности пресс-форм ($l_0 \neq 0$, рис. 1.51).

В связи с этим рассматривают два варианта расчетных схем подпрессовочного устройства (рис. 1.52).

Представленные на рис. 1.52 расчетные схемы кольцевой рамы трижды статически неопределимы, однако, осевые усилия $N_A = pc$ находятся из условия равновесия и число неизвестных в сечении A и B снижаются до двух. Эти неизвестные находятся из канонических уравнений метода сил [18].

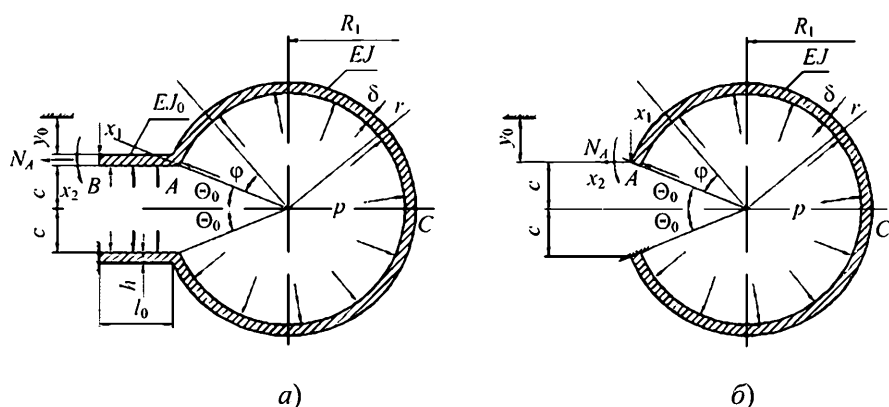


Рис. 1.52. Варианты расчетных схем подпрессовочного устройства

$$\begin{aligned}\delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \Delta_{1p} &= y_0; \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \Delta_{2p} &= 0,\end{aligned}\quad (1.104)$$

где x_1 и x_2 – неизвестные внутренние усилия, приходящиеся на единицу длины кольца; $\delta_{i,j}$ ($i, j = 1, 2$) единичные коэффициенты, $\Delta_{i,p}$ ($i = 1, 2$) – грузовые коэффициенты уравнений, определяемые по формулам:

$$\delta_{i,j} = \int_0^\varphi \frac{\overline{M_i} \overline{M_j}}{EJ} r d\varphi; \quad \Delta_{ip} = \int_0^\varphi \frac{\overline{M_i} M_\varphi}{EJ} r d\varphi, \quad (1.105)$$

где $\overline{M_i}$, $\overline{M_j}$ – единичные моменты от единичных сил и моментов, приложенных в местах действия неизвестных усилий x_1 и x_2 ; EJ – жесткость кольца единичной толщины при изгибе; φ – текущий угол сечения кольца.

$$\overline{M_1} = 1[l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r(1 - \cos \varphi)], \quad (1.106)$$

$$\overline{M_2} = 1. \quad (1.107)$$

Момент M_φ от внешней нагрузки

$$\begin{aligned}M_\varphi &= pr^2(1 - \cos \varphi) + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \frac{pl_0^2}{2} - \\ &- N_A \sin \Theta_0 r(1 - \cos \varphi) + V_A r \cos \Theta_0 r(1 - \cos \varphi),\end{aligned}\quad (1.108)$$

где $V_A = pl_0$.

Для расчетной схемы (рис. 1.52, а) выражение коэффициентов (1.105), входящих в систему уравнений (1.104), запишется:

$$\begin{aligned}\delta_{11} &= \frac{2l_0^3}{3EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} [l_0^2 + \sin^2 \Theta_0 r^2 \sin^2 \varphi + \cos^2 \Theta_0 r^2 (1 - \cos \varphi)^2 + \\ &+ 2l_0 \sin \Theta_0 r \sin \varphi + 2l_0 \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) + \\ &+ 2 \sin \Theta_0 \cos \Theta_0 r^2 \sin \varphi (1 - \cos \varphi)] r d\varphi;\end{aligned}\quad (1.109)$$

$$\delta_{22} = \frac{2l_0}{EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} r d\varphi = \frac{l_0}{EJ_0} + \frac{1}{EJ} (\pi - \Theta_0) r; \quad (1.110)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{2 \cdot 0,5l_0^2}{EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi)] r d\varphi; \quad (1.111)$$

$$\Delta_{1p} = -\frac{2 \cdot 0,25 p l_0^4}{E J_0} + \frac{2}{E J} \int_0^{\pi-\Theta_0} [p r^2 (1 - \cos \varphi) + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + \\ + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \frac{p l_0^2}{2} - N_A \sin \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) + \\ + V_A \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi)] [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r (1 - \cos \gamma)] r d\varphi; \quad (1.112)$$

$$\Delta_{2p} = -\frac{\frac{1}{6} p l_0^3}{E J_0} - \frac{1}{E J} \int_0^{\pi-\Theta_0} [p r^2 (1 - \cos \varphi) + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + \\ + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \frac{p l_0^2}{2} - N_A \sin \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) + \\ + V_A \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi)] \cdot 1 r d\varphi, \quad (1.113)$$

где EJ_0 – жесткость при изгибе сечения пластины единичной толщины.

Интегралы, входящие в выражения, являются табличными и не представляют затруднений при вычислении.

Подставляя найденные значения коэффициентов в систему уравнений (1), находим значения неизвестных усилий x_1 и x_2 , отнесенные к единице толщины пластины и оболочки.

Для получения значений неизвестных x_1 и x_2 для расчетной схемы (рис. 1.52, б) необходимо положить в выражениях для коэффициентов (1.40) – (1.44) $l_0 = 0$.

После определения неизвестных усилий x_1 и x_2 выражения для изгибающих моментов и нормальных сил, отнесенных к единице длины пластины и оболочки запишутся:

– для участка пластины BA

$$M^{BA} = -x_2 - x_1 z + \frac{p z^2}{2};$$

$$N^{BA} = N^A,$$

где z – текущая координата, $0 \leq z \leq l_0$;

– для участка AC

$$M^{AC} = p r^2 (1 - \cos \varphi) + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \\ + \frac{p l_0^2}{2} - N_A \sin \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) + V_A \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) - \\ - x_1 [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi)] - x_2;$$

$$N^{AC} = x_1 \sin \Theta_0 \cos \varphi + N_A \cos \Theta_0 \cos \varphi + V_A \sin \Theta_0 \cos \varphi + p z \sin \varphi.$$

Напряжения в пластине и кольце в меридиальном направлении будут складываться из изгибных напряжений и напряжений растяжения:

$$\text{– для пластины} \quad \sigma^{BA} = \frac{6M^{BA}}{h_2} + \frac{N^{BA}}{h}; \quad (1.114)$$

$$\text{– для кольца} \quad \sigma^{AC} = \frac{6M^{AC}}{\delta_2} + \frac{N^{AC}}{\delta}. \quad (1.115)$$

В окружном направлении пластины и торовой оболочки также возникают нормальные напряжения, одинаковые по знаку с напряжениями, вычисленными по формулам (1.114), (1.115), но в μ раз меньше:

$$\sigma^{BA} = \mu \sigma^{BA}, \quad \sigma_0^{AC} = \mu \sigma^{AC},$$

где μ – коэффициент Пуассона для материала пластины оболочки.

Так как напряжения σ и σ_0 для пластины и торовой оболочки имеют общий знак, то эквивалентное напряжение по третьей гипотезе прочности будет определяться максимальным напряжением, вычисленным по формулам (1.114) или (1.115):

$$\sigma_3^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{\max}.$$

Рассмотрим пример расчета подпрессовочного устройства по вышеприведенной методике для форматора–вулканизатора ФВ1–500, работающего на ОАО «Ярославский шинный завод».

Исходные данные: $p = 2,5$ МПа, $R = 0,814$ м; $R_1 = 0,317$ м; $R_2 = 0,847$ м; $r_1 = 0,365$ м; $r_0 = 0,35$ м; $r_2 = 0,8$ м; $l_0 = 0,014$ м; $r = 0,0365$ м; $h = 0,004$ м; $\delta = 0,002$; $\Theta_0 = 25^\circ$; $c = 0,0154$ м; $y_0 = 0,002$ м; $J_0 = 8J$.
Материал подпрессовочного устройства – сталь 08Х13, $\sigma_b = 450$ МПа; $E = 25 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; цикл нагружения – пульсирующий [16].

По формулам (1.109) – (1.113) определяем коэффициенты канонических уравнений (1.104) для расчетной схемы (рис. 1.52, а):

$$\delta_{11} = 65,58 \cdot 10^4 \frac{1}{EJ}; \quad \delta_{22} = 0,0002 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ}; \quad \delta_{21} = \delta_{12} = 1,04 \cdot 10^4 \frac{1}{EJ};$$

$$\Delta_{1p} = -24,875 p \frac{1}{EJ}; \quad \Delta_{2p} = -0,37928 \cdot 10^6 p \frac{1}{EJ}.$$

Подставляя значения коэффициентов в систему уравнений (1.104), находим неизвестные усилия, отнесенные к единице длины:

$$x_1 = 112,818 \text{ Н/мм}; \quad x_2 = -1155,69 \text{ Н·мм/мм}.$$

Для расчетной схемы (рис. 1.52, б) значения коэффициентов и неизвестных усилий получатся из решений по расчетной схеме (рис. 1.52, а) при $l_0 = 0$:

$$\delta_{11} = 0,4031 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ}; \quad \delta_{22} = 0,00097 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ};$$

$$\delta_{21} = \delta_{12} = 0,007646 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ}; \quad \Delta_{1p} = -13,33 \cdot 10^6 p \frac{1}{EJ};$$

$$\Delta_{2p} = -0,2527 \cdot 10^6 p \frac{1}{EJ};$$

$$x_1 = 82,299 \text{ Н/мм}; \quad x_2 = -103,95 \text{ Н·мм/мм}.$$

Внутренние усилия в пластине и оболочке с учетом найденных сил и моментов x_1 и x_2 для расчетной схемы (рис. 1.52, а) запишутся:

$$\left. \begin{aligned} & \text{— для участка пластины } (0 \leq z \leq l_0) \quad \left. \begin{aligned} M^{BA} &= \frac{pz^2}{2} - x_1 z - x_2; \\ N^{BA} &= N_a \end{aligned} \right\}; \end{aligned}$$

— для оболочки

$$\left. \begin{aligned} M^{AC} &= pr^2(1 - \cos \varphi) + \frac{pl_0^2}{2} + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi - \\ & - N_A \sin \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) + V_A \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) - \\ & - x_1 [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi)] - x_2; \quad 0 \leq \varphi \leq 155^\circ; \\ N^{AC} &= pr(1 - \cos \varphi) + N_A \sin(\Theta_0 + \varphi) + V_A \cos(\Theta_0 + \varphi) + x_1 \cos(\Theta_0 + \varphi). \end{aligned} \right\}$$

Для расчетной схемы (рис. 1.52, б) выражения для моментов и нормальных усилий получаются при $l_0 = 0$. Эпюры моментов и нормальных сил для двух вариантов расчетных схем приведены на рис. 1.53, а, б. Напряжения в наиболее характерных сечениях пластины и кольца вычисляются по формулам (1.114) и (1.115).

Для расчетной схемы (рис. 1.52, а):

$$\sigma_B = \frac{6M_B}{h^2} + \frac{N_B}{h} = \frac{6 \cdot 1155,69}{16} + \frac{15,4 \cdot 2,5}{4} = 443,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_A = \frac{6M_A}{\delta^2} + \frac{N_A}{\delta} = \frac{6 \cdot 178,762}{4} + \frac{86,773}{2} = 311,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_C = \frac{6M_C}{\delta^2} + \frac{N_C}{\delta} = \frac{6 \cdot 161,649}{4} + \frac{92,45}{2} = 288,69 \text{ МПа.}$$

Для расчетной схемы (рис. 1.52, б):

$$\sigma_A = \frac{6M_A}{\delta^2} + \frac{N_A}{\delta} = 155,92 + 40 = 196 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_C = \frac{6M_C}{\delta^2} + \frac{N_C}{\delta} = 198,1 + 44 = 242,0 \text{ МПа.}$$

Следует заметить, что напряжения во внутренних точках торовой оболочки, вычисленные по безмоментной теории [17], будут

$$\sigma_C^{\text{бсз}} = \frac{pr}{2\delta} \frac{2R_1 - r}{R_1 - r} = 48,56 \text{ МПа}$$

и близки по своему значению к растягивающим напряжениям, вычисленных для кольца: $\sigma_C = \frac{N_C}{\delta}$.

Сопоставляя напряженные состояния для двух расчетных схем, приходим к выводу, что наличие радиального зазора l_0 в расчетной схеме (рис. 1.52, а) значительно снижает ресурс работы всего подпрессовочного устройства. Напряжение для этой расчетной схемы в месте сопряжения пластины с оболочкой в $311,5/196 \approx 1,6$ раза больше, чем напряжения в этом же сечении по схеме (рис. 1.52, б), а максимальные напряжения в $443/242 \approx 1,8$ раза больше максимальных напряжений в оболочке (рис. 1.52, б).

Поэтому в наиболее благоприятных условиях нагружения находится конструкция подпрессовочного устройства, выполненного по схеме (рис. 1.38, б), где кольцевые пластины без радиального зазора ($l_0 = 0$) полностью соприкасаются по поверхности силовых плит пресс-форм.

Эти выводы подтверждаются испытаниями на подпрессовочных устройствах, проведенных на вулканизационных пресс-формах форматоров-вулканизаторов ФВ1–500, работающих на ОАО «Ярославский шинный завод». Конструкция подпрессовочного устройства, выполненная по схеме (рис. 1.52, а), выдержала 1500 циклов нагружения, после чего произошло ее разрушение. Данное число циклов $N = 1500$ соответствует, согласно кривой усталостной прочности для нержавеющей стали, напряжению $\sigma_{\max} = \sigma_B = 443 \text{ МПа}$.

Конструкция устройства, выполненная по рис. 1.52, б, позволяет при максимальном напряжении $\sigma_{\max} = 242 \text{ МПа}$ в торовой оболочке

выдержать число циклов нагружения на порядок больше, чем по схеме рис. 1.52, *а*. Поэтому при конструировании подпрессовочных устройств следует рекомендовать установку кольцевых пластин на плиту пресс-форм без зазора ($l_0 = 0$).

Для подтверждения вышеуказанной инженерной методики расчета подпрессовочных устройств были также проведены исследования напряженно-деформированного состояния численным методом – методом конечных элементов (МКЭ), принимая за расчетную схему реальную оболочечную конструкцию, состоящую из двух торообразных оболочек, сопряженных между собой двумя кольцевыми пластинами и нагруженную рабочим давлением $p = 2,5$ МПа [18].

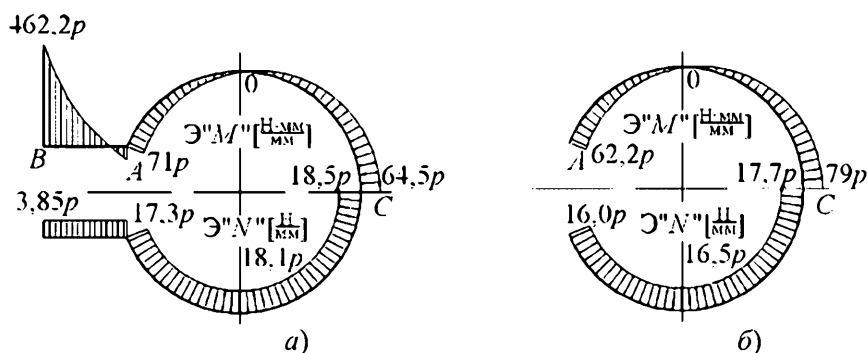


Рис. 1.53. Эпюры моментов и нормальных сил

Результаты вычислений по максимальным расчетным напряжениям по МКЭ в наиболее опасных точках подпрессовочного устройства (рис. 1.53 *а, б*) показали:

– для расчетной схемы (рис. 1.53, *а*) $\sigma_B^{\text{МКЭ}} = 430$ МПа, разница по вышеприведенной методике для этой точки составила

$$\frac{443 - 430}{443} 100\% \approx 3\%;$$

– для расчетной схемы (рис. 1.39, *б*) $\sigma_C^{\text{МКЭ}} = 236,4$ МПа, что составило

$$\frac{242,1 - 236,4}{242,1} 100\% \approx 2,4\%.$$

Это подтверждает правильность выбора расчетных схем и инженерных методов расчета, принятых при исследованиях напряженно-деформированного состояния подпрессовочного устройства [18].

1.4. Тепловые расчеты в процессах переработки полимерных материалов

1.4.1. Системы обогрева пластикационных цилиндров литьевых машин, контроля и регулирования температуры

В процессе пластикации полимерных материалов при литье под давлением осуществляется периодическое приготовление дозы расплава полимера для последующего его формования. Полимерный материал переводится в состояние расплава путем плавления за счет передачи тепла от стенок нагревательного цилиндра, а также вследствие диссипации энергии деформирования расплава и гранул в пластикационном цилиндре. Нагревание полимера при пластикации сопровождается его механической гомогенизацией. Доза подготовленного к впрыску расплава должна быть однородной по распределению температуры и плотности материала по массе, а в случае пластикации термореактивных материалов – и по степени протекания реакции отверждения в массе дозы.

Технологическими параметрами процесса пластикации являются температура, до которой нагревается материал, и продолжительность нагрева. Температура нагрева при пластикации с целью улучшения формуемости расплава должна быть возможно более высокой. Однако в случае переработки реактопластов и резин общая продолжительность пребывания материала в пластикационном цилиндре при температуре пластикации и продолжительность заполнения формы должна быть меньше времени плато вязкости. Продолжительность пластикации дозы расплава и его температура не могут быть регулируемыми непосредственно, а устанавливаются соответствующим набором регулируемых параметров оборудования. Одним из таких параметров является температура стенки цилиндра. Температура дозы расплава, подготовленной способом червячной пластикации, зависит также от частоты вращения червяка, давления в сопловой части, куда подается нагретый червяком материал, и геометрии червяка (глубины нарезки, длины червяка). Увеличение частоты вращения и давления подпора усиливает диссипативные тепловыделения на поверхностях контакта расплава с червяком и в объеме расплава и повышает температуру в среднем на $288 \div 293$ К.

Для обогрева цилиндров литьевых машин служат электрические нагреватели сопротивления или индукционные нагреватели. Цилиндр по длине разбивается на несколько зон обогрева, каждая из которых имеет свой температурный режим. Температуры цилиндра по зонам

отличаются на 288÷293 К. Время, необходимое для разогрева цилиндра до температуры переработки, на современных литьевых машинах обычно составляет от 15–20 мин до 1 часа. Контроль и регулирование температуры цилиндра осуществляется с помощью контрольно–измерительных и регулирующих приборов, которые получают сигналы от термопар, расположенных в стенках цилиндра. Каждую зону обогрева снабжают одной термопарой. Для поддержания заданной температуры используют регулирующие приборы, которые отключают нагревательные элементы при достижении заданной температуры, или включают их при понижении температуры. Для уменьшения колебаний температуры при ее регулировании можно отключать не всю мощность нагревателей, а только часть ее (70–75%).

Наиболее рациональным способом регулирования мощности обогревателей является применение дозаторов энергии, которые уменьшают мощность обогревателей пропорционально разности между фактической и заданной температурами. Для уменьшения разности этих температур используют приборы интегрального типа, в этом случае фактическая температура пластикового цилиндра асимптотически приближается к заданному значению. Такой тип регулирования используется при переработке полимерных материалов, склонных к термодеструкции и при переработке реактопластов.

Нагревательные элементы сопротивления получили большое распространение при обогреве пластиковых цилиндров литьевых машин. Передача тепла от нагревателя к стенкам цилиндра осуществляется за счет непосредственного контакта. Нагревательные элементы сопротивления имеют малую массу и малую тепловую инерцию, поэтому легко поддаются терморегулированию. Они изготавливаются из сплавов с высоким омическим сопротивлением марок Х15Н60 и Х20Н80. При нагреве элементами сопротивления невыгодными потерями является теплоизлучение в окружающую среду. Конструкция нагревателя должна предусматривать сведение этих потерь до минимума. Эти потери можно уменьшить применением отражательных теплозащитных кожухов.

Преимущества обогрева элементами сопротивления по сравнению с другими системами обогрева следующие:

- достижение любых нужных для практики температур;
- простота регулирования;
- незначительные габариты;
- невысокая стоимость;

– незначительные затраты на обслуживание.

Недостатком является то, что из-за сравнительно небольшой поверхности нагрева элементов и наличия высоких температур накала, имеет место неравномерность нагрева рабочих поверхностей.

В последнее время в машинах для литья под давлением находит применение индукционный обогрев токами промышленной частоты. Опыт эксплуатации показал, что индукционные нагреватели долговечнее, чем нагревательные элементы сопротивления. Индукционные нагреватели позволяют заменить дорогостоящие элементы сопротивления из легированных сплавов медными или алюминиевыми проводниками, а также сокращается расход электроэнергии и расходы на эксплуатацию. При этом виде обогрева упрощается конструкция обогревателей и их обслуживание, обеспечивается однородность температурного поля в обогреваемых поверхностях.

К недостаткам индукционного обогрева относятся значительная сложность и трудоемкость установки нагревательного элемента и его замены в случае отказа.

Индукционный нагреватель представляет собой катушку, устанавливаемую в специальный корпус из ферромагнитных материалов, который закрепляется на обогреваемом цилиндре.

Большим преимуществом индукционного нагрева является саморегулирование за счет изменения магнитных и электрических свойств нагреваемых материалов – с увеличением температуры уменьшается потребляемая мощность. Тепло образуется в непосредственной близости к пластицируемому материалу, перепад температур в стенках цилиндра очень мал, колебания температур, вызываемые процессом регулирования, практически отсутствуют.

Тепловой расчет пластикационного цилиндра сводится к определению количества тепла, которое необходимо подвести к цилиндру электрическими нагревателями, к определению размеров проволоки при обогреве элементами сопротивления или числу витков индукционной катушки при индукционном нагреве. Для этих целей составляются уравнения теплового баланса при работе пластикационного цилиндра в двух режимах: пусковом режиме и установившемся.

В пусковом режиме происходит разогрев пластикационного цилиндра до заданных рабочих температур, при этом энергия внешнего обогрева расходуется не только на нагрев самих частей машины, но и на компенсацию тепловых потерь в окружающую среду.

В установившемся режиме происходит процесс пластикации пе-

перерабатываемого материала, нагреватели обычно работают в импульсном режиме для покрытия теплопотерь в окружающую среду и теплопотерь с охлаждающей водой в зоне загрузки цилиндра, а также для разогрева перерабатываемого материала в каналах червяка.

Уравнения теплового баланса для этих режимов работы имеют следующий вид:

пусковой режим работы

$$\Phi_n = \Phi_{\text{ц}} + \Phi_{\text{ч}} + \Phi_{n,\text{ц}}; \quad (1.116)$$

установившийся режим работы

$$\Phi_n = \Phi_{\text{л}} + \Phi_{n,\text{ц}} + \Phi_{n,\text{з}} + \Phi_{n,\text{ч}} - \Phi_N, \quad (1.117)$$

где Φ_n – количество тепла, подводимое с помощью системы внешнего обогрева, Вт; $\Phi_{\text{ц}}$, $\Phi_{\text{ч}}$, $\Phi_{\text{л}}$ – количество тепла, необходимое для разогрева цилиндра, червяка и перерабатываемого материала соответственно, до заданной температуры, Вт; $\Phi_{n,\text{ц}}$ – тепловые потери в окружающую среду цилиндром машины, Вт; $\Phi_{n,\text{з}}$ – количество тепла, отводимое водой в зоне загрузки машины, Вт; $\Phi_{n,\text{ч}}$ – количество тепла, отводимое водой, охлаждающий червяк, Вт (эта составляющая вводится в уравнение теплового баланса при переработке резиновых смесей).

Методика определения составляющих уравнений теплового баланса пластикационного цилиндра литьевых машин аналогична расчету червячных машин и представлена в [2, 12].

После нахождения количества тепла, необходимого для подвода к пластикационному цилиндру в пусковом и установившемся режимах, исходя из наибольшей потребной мощности, производят подбор электронагревателей. При расчете нагревателей их потребную мощность следует увеличить на 10 – 20% на случай падения напряжения и неучтенных потерь.

Расчет электрических нагревателей. Электрическая мощность нагревателя одной зоны обогрева W_n , (Вт) определяется из выражения

$$W_n = (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{\Phi_n}{n}, \quad (1.118)$$

где n – число зон обогрева пластикационного цилиндра;

Мощность нагревателя и количество выделенной им теплоты пропорционально сопротивлению проводника. Материал проводника должен обладать большим удельным сопротивлением, стойкостью к длительным воздействиям температур и малым температурным ко-

эффицентом. Наилучшим из всех применяемых материалов является нихром: его удельное сопротивление $\rho = 1,1 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Ом} \cdot \text{м}$; допускаемая температура 1253 К и $\beta = 0,00017 \text{ 1/К}$ – температурный коэффициент.

Количество теплоты (в ед. времени), передаваемое нагревателем $\Phi_{нар}$ (Вт), определяется из уравнения

$$\Phi_{нар} = \alpha_0 \cdot F_n \cdot \Delta T, \quad (1.119)$$

где ΔT – разность температур поверхности нагревателя (принимается равной 973 – 1073 К) и поверхности цилиндра машины (473 – 573 К); F_n – поверхность нагревателя, м^2 ; $\alpha_0 = \alpha_n + \alpha_k$ – суммарный коэффициент теплоотдачи, равный сумме коэффициентов лучеиспускания α_n и конвекции α_k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием α_n определяется из уравнения

$$\alpha_n = \frac{C_{1-2} \cdot \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_u}{100} \right)^4 \right]}{T_n - T_u}, \quad (1.120)$$

где T_n – абсолютная температура поверхности проволоки нагревателя К; T_u – абсолютная температура поверхности цилиндра, К; C_{1-2} – приведенный коэффициент лучеиспускания, определяемый выражением

$$C_{1-2} = \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_n} + \left(\frac{1}{\epsilon_u} - 1 \right) \cdot \frac{F_n}{F'_u}}, \quad (1.121)$$

где $\epsilon_n = 0,9$ – степень черноты поверхности нагревателя; $\epsilon_u = 0,9$ – степень черноты поверхности цилиндра; F'_u – поверхность участка цилиндра, диаметром D_i , длиной L_i , где установлен нагреватель; $F'_u = \pi \cdot D_i \cdot L_i$, м^2 ; C_0 – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела равный

$$C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4);$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k определяется по формуле (для проводника круглого сечения)

$$\alpha_{\kappa} = \frac{6,86}{\sqrt{d}} \cdot \sqrt[4]{(T_{\text{н}} - T_{\text{ц}})}, \quad (1.122)$$

где d – диаметр проводника, м.

В том случае, если проволока зажата между листами миканита или асбеста, то отдача тепла конвекцией или незначительна или полностью отсутствует, поэтому в расчетах ее можно не учитывать.

Тогда поверхность нагревателя можно найти из уравнения:

$$F_{\text{н}} = \frac{1}{\left\{ \frac{1}{\Phi_{\text{н}}} \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{н}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ц}}}{100} \right)^4 \right] - \frac{1}{F_{\text{ц}}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{ц}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{C_0} \right\}}, \quad (1.123)$$

Диаметр проводника определяется из соотношения:

$$d = 7,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{\text{н}} \cdot \rho_t \cdot W}{U^2}}, \quad (1.124)$$

где ρ_t – удельное сопротивление проводника при температуре $T_{\text{н}}$, (Ом·м), подсчитывается из зависимости: $\rho_t = \rho_0 \cdot [1 + \beta \cdot (T_{\text{н}} - 20)]$;
 U – напряжение на концах проводника, В; W – электрическая мощность нагревателя, Вт;

Длина проводника определяется выражением

$$l = \frac{F_{\text{н}}}{\pi \cdot d} \quad (1.125)$$

Диаметр проводника уточняется по ГОСТу. Принимается ближайший к расчетному и пересчитывается на новую длину с тем, чтобы электрические сопротивления были бы равными

$$l_{\text{нов}} = l \cdot \frac{d_{\text{нов}}^2}{d^2}. \quad (1.126)$$

1.4.2. Расчет системы обогрева нагревательных плит прессового оборудования

Тепловой расчет системы обогрева позволяет определить необходимое количество тепла и мощность обогрева для обеспечения качественного процесса формования изделий. Поскольку на практике наибольшее распространение получил электрический способ обогрева пресс-форм, рассмотрим методику соответствующего теплового расчета разработанного В. А. Веселовым [11].

Существующий на практике приближенный метод расчета, при котором общая мощность нагревательных элементов определяется в зависимости от массы пресс-формы (20–40 Вт на 1 кг массы пресс-формы) не совсем корректен, потому что пресс-формы одного и того же веса могут иметь различные поверхности и соответственно требовать различного расхода электроэнергии для своего обогрева. Кроме того, мощности отдельных нагревателей должны определяться также в зависимости от обслуживаемой ими поверхности, а не путем деления общей мощности на число гнезд нагревателей.

Мощность нагрева зависит от следующих факторов: 1) массы пресс-формы; 2) температуры прессования; 3) потерь тепла пресс-формой в окружающую среду; 4) необходимого времени разогрева. На практике независимо от типа нагревателей необходимо обеспечить удельную мощность нагрева $(3 \div 12) \cdot 10^4$ Вт/м² и избежать утечек тепла.

Тепловой расчет системы обогрева пресс-формы разделяется на три этапа:

- 1) определение общей мощности всех нагревательных элементов для периода прессования;
- 2) определение мощности отдельных нагревательных элементов, обеспечивающих получение однородного температурного поля;
- 3) определение необходимой мощности нагревательных элементов для разогрева пресс-формы.

Общий расход тепла в *период прессования* может быть подсчитан по следующему уравнению теплового баланса

$$\Phi_{\text{общ}} = \Phi_{\text{эл.}} + \Phi_{\text{реакц}}, \quad (1.127)$$

где $\Phi_{\text{эл.}}$ – тепло, подводимое к пресс-форме с помощью электронагревателей, Вт; $\Phi_{\text{реакц}}$ – теплота полимеризации, Вт.

Процесс прессования термореактивных пресскомпозиций является экзотермическим, причем количество выделяемого тепла сравнительно невелико ($31,4 \div 50,3$ кДж на 1 кг пресс – материала). Наивысшей температурой, до которой прессуемый материал нагревается в пресс-форме, следует считать 423 К – для фенопластов и 393 К – для аминопластов. Дальнейшее увеличение температуры от 423 К (393 К) до температуры прессования, равной соответственно 453 К и 423 К, произойдет за счет теплоты поликонденсации. Следует отметить, что в этот период отдача тепла от пресс-формы к материалу также будет иметь место, но вследствие уменьшения разности температур между стенкой пресс-формы и материалом количество передаваемого тепла будет незначительным по сравнению с теплотой реакции.

Теплота реакции поликонденсации может быть подсчитана из уравнения:

$$\Phi_{реакц} = z \cdot m \cdot C \cdot (T_{пр} - T_{нагр}), \quad (1.128)$$

где z – число изделий, изготавливаемых за час; m – масса одного изделия, кг; C – удельная теплоемкость прессуемого материала, Дж/(кг·К); $T_{пр}$ – температура прессования материала, К; $T_{нагр}$ – температура нагрева материала в форме до начала реакции поликонденсации (423 К для фенопластов и 393 К для аминопластов).

Для определения количества тепла, подводимого к пресс-форме с помощью электронагревателей, уравнение теплового баланса может быть записано в виде:

$$\Phi_{эл} = \Phi_{пол} + \Phi_{с.п.} + \Phi_{о.с.} + \Phi_{б.с.} + \Phi_{пр}, \quad (1.129)$$

где $\Phi_{пол}$ – полезное тепло, расходуемое на нагрев массы формируемых изделий, Вт; $\Phi_{с.п.}$ – потери тепла в стол пресса, Вт; $\Phi_{о.с.}$ – потери тепла в окружающую среду боковой поверхностью и местами разъема пресс-формы, Вт; $\Phi_{б.с.}$ – потери тепла через болтовое соединение пресс-формы со столом пресса, Вт;

$\Phi_{пр}$ – прочие потери (потери тепла при обдувке воздухом, продувке пресс-формы, вынужденных перерывах в работе и пр. потери), Вт.

Основными членами уравнения (1.129) являются три первых члена правой части равенства, которые могут быть определены с достаточной для практических расчетов точностью. Определение прочих потерь задача менее определенная, и, поскольку последние два члена являются к тому же незначительными по величине, такие приближенные расчеты не внесут существенных изменений в уравнение теплового баланса.

По экспериментальным данным, при различных условиях работы пресс-формы величина прочих потерь колеблется в пределах 10–18% от общего расхода электроэнергии.

Полезное тепло $\Phi_{пол}$ определяется по зависимости:

$$\Phi_{пол} = C \cdot m \cdot z \cdot \Delta T, \quad (1.130)$$

где C – удельная теплоемкость прессуемого материала, Дж/(кг·К); m – масса одного изделия, кг; z – количество изделий, изготавливаемых за час; ΔT – изменение температуры материала в процессе его нагревания в пресс-форме, К.

Потери тепла в окружающую среду поверхностью пресс-формы $\Phi_{о.с.}$ определяются по уравнению:

$$\Phi_{о.с.} = \Phi_{б} + \Phi_{р}, \quad (1.131)$$

где $\Phi_{б}$ – потери тепла боковой поверхностью, Вт; $\Phi_{р}$ – потери тепла местами разъема, Вт.

Потери тепла боковой поверхностью определяются по зависимости:

$$\Phi_{б} = \alpha_{б} \cdot F_{б} \cdot \Delta T, \quad (1.132)$$

а потери тепла местами разъема – по уравнению:

$$\Phi_{р} = \tau_{р} \cdot \alpha_{р} \cdot F_{р} \cdot \Delta T, \quad (1.133)$$

где $F_{б}$ – площадь боковой поверхности пресс-формы, м²; $F_{р}$ – площадь поверхности разъема, м²; ΔT – разность температур поверхности пресс-формы и окружающей среды, К; $\tau_{р}$ – продолжительность раскрытия пресс-формы (за час работы), с; $\alpha_{б}$ – коэффициент теплоотдачи боковой поверхности пресс-формы, Вт/(м²·К); $\alpha_{р}$ – коэффициент теплоотдачи мест разъема пресс-формы,

Вт/(м²·К).

Для матрицы и пуансона эти потери следует считать отдельно, потому что значения $\alpha_{р}$ и $F_{р}$ для них различны.

Коэффициент теплоотдачи боковой поверхности пресс-формы равен

$$\alpha_{б} = \frac{0,535 \cdot \lambda}{l} \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m^{0,286}, \quad (1.134)$$

где l – высота расчетной части пресс-формы, м; λ – коэффициент теп-

лопроводности воздуха, Вт/(м·К); $Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа; $Pr \approx 0,72$ – критерий Прандтля; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести; β – коэффициент объемного расширения воздуха, 1/К; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Коэффициент теплоотдачи мест разъема α_p для оформляющей части матрицы может быть найден из зависимости:

$$\alpha_p = 0,95 \cdot \frac{\lambda}{h} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,02}, \quad (1.135)$$

где h – высота гнезда матрицы, м.

Для горизонтальной плоскости разъема матрицы

$$\alpha_p = 4,2 \cdot \Delta T^{0,19}. \quad (1.136)$$

В уравнениях (1.34) и (4.135) все величины, зависящие от температуры, подсчитывается по определяющей температуре, которая находится как средняя из температур стенки пресс-формы T_{cm} и окружающего воздуха T_g :

$$T_{cp} = \frac{T_{cm} + T_g}{2}. \quad (1.137)$$

В горизонтальных плоскостях разъема коэффициент теплоотдачи меньше, чем в вертикальных, но, учитывая, что пуансон имеет периодическое поступательное движение и обдувается холодным воздухом, коэффициент теплоотдачи для него может быть увеличен до значения, равного коэффициенту теплоотдачи вертикальных стенок.

Определение потерь тепла в стол пресса $\Phi_{c.л.}$ для случая, если между пресс-формой и столом пресса проложена однородная прокладка, сводится к подсчету по уравнению теплопроводности через однослойную стенку

$$\Phi_{c.л.} = 2 \cdot F_0 \cdot \frac{\lambda_{np}}{\delta_{np}} \cdot \Delta T, \quad (1.138)$$

где F_0 – поверхность соприкосновения пресс-формы со столом пресса, м²; λ_{np} – коэффициент теплопроводности прокладки под давлением, Вт/(м·К); δ_{np} – толщина прокладки, м; ΔT – разность температур между пресс-формой и столом пресса, К.

Температура стола пресса обычно принимается равной 303÷313 К.

Коэффициент 2 в уравнении (1.138) учитывает потери тепла в результате соприкосновения пуансона и матрицы со столом пресса.

Если между пресс-формой и столом пресса проложена теплоизоляционная плита, то потери тепла в стол пресса будут равны:

$$\Phi_{с.п.} = \Phi_{м} + \Phi_{ост}, \quad (1.139)$$

где $\Phi_{м}$ – тепло, которое пройдет через металл решетки теплоизоляционной плиты, Вт; $\Phi_{ост}$ – тепло, которое пройдет через остальную часть решетки, Вт.

Тепло, прошедшее через металлическую часть изоляционной плиты, может быть подсчитано из условия теплопроводности многослойной стенки (после упрощений),

$$\Phi_{м} = F_{м} \cdot \Delta T \cdot \frac{\lambda_{np}}{2 \cdot \delta_{np}}, \quad (1.140)$$

где $F_{м}$ – площадь металлической части решетки, обращенной к пресс-форме или столу пресса, м²; ΔT – разность температур между пресс-формой и столом пресса, К; λ_{np} – коэффициент теплопроводности асбестовых прокладок под давлением, Вт/(м·К); δ_{np} – толщина асбестовых прокладок, между которыми расположена металлическая решетка теплоизоляционной плиты, м.

Через остальную часть решетки тепло будет передаваться и теплопроводностью (Φ_T), и лучеиспусканием (Φ_{λ}). Тогда

$$\Phi_{ост} = \Phi_T + \Phi_{\lambda}. \quad (1.141)$$

Для стандартизованных изоляционных плит в целях упрощения расчета можно определить эквивалентный коэффициент теплопроводности или их равновеликий коэффициент теплоотдачи. Эквивалентный коэффициент теплопроводности будет равен $\lambda_{экв} = 0,2$ Вт/(м·К), а равновеликий ему коэффициент теплоотдачи $\alpha = (7 \div 10)$ Вт/(м²·К)

Поверхность соприкосновения пресс-формы со столом пресса составляет 15 ÷ 25% от ее общей поверхности, и, если принять коэффициент теплоотдачи в стол пресса, равным коэффициенту теплоотдачи от боковых поверхностей, будет иметь место тепловой запас порядка 7,5 ÷ 12% на пресс-форму, по сравнению с точным учетом расхода тепла в стол пресса, обеспечивающий бесперебойную работу пресс-форм при снижении напряжения в сети. Тогда общие потери тепла могут быть подсчитаны по формуле:

$$\Phi_{пот} = \alpha \cdot F_{полн} \cdot \Delta T, \quad (1.142)$$

где $F_{полн}$ – полная поверхность пресс-формы, м^2 ; α – общий коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Потери тепла болтовым соединением пресс-формы со столом пресса могут быть определены из следующего выражения:

$$\Phi_{б.с.} = \left(\frac{\lambda}{l} \cdot F_{б.} \cdot \Delta T + \alpha_{б.} \cdot F_{б.б.} \cdot \Delta T_1 \right), \quad (1.143)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала болта, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; l – расстояние от верха проушины пресс-формы до стола пресса, м ; $F_{б.}$ – сечение болта, м^2 ; ΔT – разность температур по длине болта, К ; $\alpha_{б.}$ – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F_{б.б.}$ – боковая поверхность болтового соединения, м^2 ; $\Delta T_1 = \frac{T_n + T_{с.н.}}{2} - T_{с.}$ – разность между средней температурой болта и температурой окружающей среды, К ; T_n – температура пресс-формы, К ; $T_{с.н.}$ – температура стола пресса, К ; $T_{с.}$ – температура окружающей среды, К .

Количество тепла, расходуемое при обдувке пресс-формы воздухом, может быть подсчитано, исходя из удельных норм расхода воздуха на тонну продукции.

Расход воздуха на одну пресс-форму (в час) V_1 будет равен:

$$V_1 = \frac{V}{m} \cdot m_1 \cdot z, \quad (1.144)$$

где V – объем воздуха, расходуемого цехом за час, м^3 ; m – масса продукции, изготавливаемой цехом за час, кг ; m_1 – масса одного изделия, кг ; z – число изделий, изготавливаемых в пресс-форме за час.

Количество тепла (в ед. времени), унесенного при обдувке воздухом, при условии что он нагревается на ΔT , равно:

$$\Phi_{с.} = V_1 \cdot C'_p \cdot \Delta T, \quad (1.145)$$

где C'_p – объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

После ряда допустимых упрощений тепловой расчет пресс-формы в **период прессования** можно свести к определению следующих составляющих:

$$\Phi_{эл} = \Phi_{пол} + \Phi_{пот} + \Phi_{б.с.} + \Phi_{пр}. \quad (1.146)$$

Здесь

$$\Phi_{пол} = c \cdot m \cdot z \cdot \Delta T \quad (1.147)$$

$$\Phi_{пот} = \alpha \cdot F_{пол} \cdot \Delta T \quad (1.148)$$

$$\Phi_{б.с.} = \left(\frac{\lambda}{l} \cdot F_{б.} \cdot \Delta T + \alpha_{б.} \cdot F_{б.б.} \cdot \Delta T_1 \right), \quad (1.149)$$

$$\Phi_{с} = 8 \cdot V_1. \quad (1.150)$$

Тепловые потери в уравнении (1.146) можно привести к одной зависимости в виде

$$\Phi_{пот} = \alpha_{усл} \cdot F \cdot \Delta T. \quad (1.151)$$

Причем $\alpha_{усл}$ может быть определено из выражения:

$$\alpha_{усл} = \alpha_{б.} [1 + \eta + (0,1 \div 0,15)], \quad (1.152)$$

где η – коэффициент использования тепла пресс-формой (оценивается экспериментально);

(0,1 ÷ 0,15) – коэффициент, учитывающий потери тепла (через болтовые соединения, с обдувочным воздухом и др).

Ввиду того, что во время работы напряжение в сети иногда падает, что приводит к перерывам в работе и появлению брака готовой продукции, необходимо найденную величину $\Phi_{эл}$ увеличить на $\varphi = 15\text{--}20\%$, что компенсирует также все непредвиденные расходы тепла (сквозняки, сильные морозы и т.п.). Избыток расхода энергии при этом будет исключаться терморегулятором

$$\Phi_{расх} = \Phi_{эл} \cdot \varphi, \quad (1.153)$$

где φ – коэффициент запаса, равный (1,15 ÷ 1,2).

При тепловом расчете пресс-формы *в период ее разогрева* определяемой величиной является время, в течение которого пресс-форма может нагреваться до рабочего состояния. При этом электронагревательные приборы должны давать количество тепла $\Phi_{расх}$, определенное выше. Так как для разогрева пресс-формы требуется тепло, равное $Q_{раз}$, то, сопоставляя $Q_{раз}$ с $\Phi_{расх}$, можно определить время разогрева.

Определение $Q_{раз}$ сводится к подсчету количества тепла, идущего на нагрев массы пресс-формы и потерь тепла ею за это же время. Расходом тепла на нагрев самих нагревателей можно пренебречь из-за его незначительности.

На нагрев массы пресс-формы расходуется количество тепла $Q_{н.ф.}$ (Дж):

$$Q_{н.ф.} = C_{н.ф.} \cdot m_{н.ф.} \cdot \Delta T, \quad (1.154)$$

где $C_{н.ф.}$ – удельная теплоемкость материала пресс-формы, Дж/(кг·К); $m_{н.ф.}$ – масса пресс-формы, кг; ΔT – разность температур, на которую должна нагреться пресс-форма, К.

Таким образом:

$$Q_{раз} = Q_{н.ф.} + (\Phi_{ном} + \Phi_{б.с.}) \cdot \tau_{раз}, \quad (1.155)$$

где $\tau_{раз}$ – время разогрева пресс-формы, с.

Отношение тепла, необходимого для разогрева пресс-формы до нужной температуры, к теплу, выделяемому нагревательными приборами в единицу времени, определит время разогрева пресс-формы

$$\frac{Q_{раз}}{\Phi_{расх}} = \tau_{раз} = \frac{Q_{н.ф.} + (\Phi_{ном} + \Phi_{б.с.}) \cdot \tau_{раз}}{\Phi_{эл} \cdot \varphi}. \quad (1.156)$$

Решая уравнение (4.41) относительно $\tau_{раз}$, получим:

$$\tau_{раз} = \frac{Q_{н.ф.}}{\Phi_{эл} \cdot \varphi - (\Phi_{ном} + \Phi_{б.с.})}. \quad (1.157)$$

Если время разогрева получается слишком большим, то в целях экономии электроэнергии его следует уменьшить за счет некоторого увеличения мощности нагревательных элементов.

В расчетную формулу для определения $\Phi_{эл}$ рекомендуется вводить увеличивающий поправочный коэффициент $\varphi' = (1,8 \div 2,0)$, тогда формула (4.31) примет вид:

$$\Phi'_{эл} = (\Phi_{пол} + \Phi_{ном} + \Phi_{б.с.} + \Phi_{пр}) \cdot \varphi'. \quad (1.158)$$

Создаваемый таким образом запас энергии может быть использован при условии, что при достижении рабочих температур часть нагревательных элементов будет выключена (во избежание частого включения и выключения терморегуляторов) или переключена с параллельного соединения на последовательное.

Тепло, необходимое для нагрева пресс-формы, должно быть выделено электронагревательными элементами, электрическая мощность которых (в Вт) может быть определена из уравнения:

$$W = \Phi_{эл} \cdot \varphi' = \Phi'_{эл}. \quad (1.159)$$

Мощность нагревателя и количество выделенного им тепла прямо пропорциональны сопротивлению проводника, поэтому подбору последнего следует уделять особое внимание.

2. ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СМЕСИТЕЛЬНОГО И ВАЛКОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

2.1. СМЕСИТЕЛИ-ПЛАСТИКАТОРЫ

Смесители-пластикаторы используются при производстве и переработке пластмасс и резиновых смесей с целью получения высококачественных композиций. В зависимости от конструкции смесительно-пластицирующего органа (лопасти, ротора, валка, червяка и др.) смесительные машины подразделяются на лопастные, роторные, валковые, червячные. Основные требования к конструкции смесительных устройств – это минимальные затраты электроэнергии, малая металлоемкость, компактность и долговечность при эксплуатации.

Лопастные смесители применяются для смешения сыпучих и волокнистых материалов с пластификаторами, для изготовления паст, замазок, клеев и других высоковязких полимерных композиций. Рабочие органы таких смесителей выполнены обычно в виде двух Z-образных валов, расположенных горизонтально и вращающихся навстречу друг другу с различными окружными скоростями (рис. 2.1). В зависимости от проводимой технологической операции лопасти выполняются одно- или многокрыльчатыми, штифтовыми или в ином конструктивном исполнении.

Мощность, кВт, потребляемая смесителем для перемешивания с учетом геометрических размеров лопасти, определяется по формуле [3]:

$$N = 0,105 n z b \rho \sin \alpha (1 + f \operatorname{ctg} \alpha) \times \\ \times \left[(R^3 - z^3) (0,009 f R n^2 - 0,24) + 0,86 f R (R^2 - z^2) \right], \quad (2.1)$$

где n – частота вращения лопасти, мин^{-1} ; z – количество лопастей; b – ширина лопасти, м; ρ – плотность материала, кг/м^3 ; α – угол наклона лопасти; f – коэффициент трения материала о металл; R – радиус лопасти, м; r – радиус вала лопасти, м.

Производительность, кг/ч ,

$$G = \frac{60 Q \varphi}{t_3 + t_c + t_b}, \quad (2.2)$$

где Q – единовременная загрузка компонентов в рабочую камеру, кг; $\varphi = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент использования машинного времени; t_3 – время загрузки компонентов, мин; t_c – время смешения, мин; t_b – время выгрузки готовой смеси, мин.

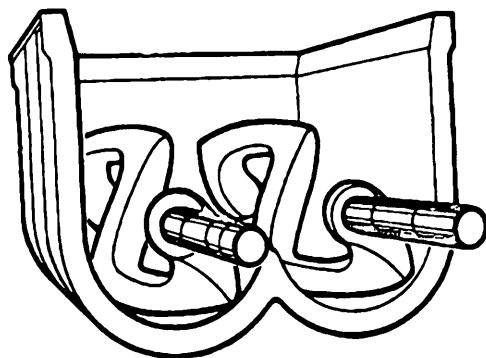


Рис. 2.1. Открытый смеситель с Z-образными гладкими лопастными валами

К недостаткам оборудования этого типа относятся: длительность обработки смеси, значительный расход мощности привода на единицу готовой смеси, периодический режим работы. С целью снижения энергозатрат и времени смешения полимерных материалов разработаны комбинированные смесительные устройства с винтовой скребковой мешалкой, расположенной в смесительном бункере, и четырьмя роторами в корпусе смесителя (два пальчиковых ротора малого диаметра и два лопастных ротора большого диаметра). Конструкции выпускаемых отечественной промышленностью лопастных смесителей и их технические характеристики приведены в [8].

Роторные смесители – смесители, лопасти которых занимают около 60% общего объема смесительной камеры. Они применяются для смешивания пластических масс с наполнителями, красителями и другими ингредиентами, для диспергирования, гомогенизации и проведения механохимических процессов. Основным элементом смесителя является рабочая камера 2, образованная двумя полуцилиндрами, в которой расположены фигурные роторы 1, вращающиеся навстречу друг другу с разными скоростями (рис. 2.1). В верхней части закрытых смесителей расположен подвижный затвор 3, предназначенный для запираania смесительной камеры после заполнения ее компонентами. Подробное описание конструкции смесителей изложено в [8].

Процесс приготовления смесей в роторных смесителях является периодическим и ведется по заранее установленному регламенту, характерному для смесей каждого типа. Выбор режимов работы смесителей зависит от ряда факторов, определяющих условия смешения: суммарного количества загружаемого в смесительную камеру материала, продолжительности смешения, давления верхнего затвора, частоты вращения роторов, давления в камере, порядка загрузки компонентов и температуры процесса смешения.

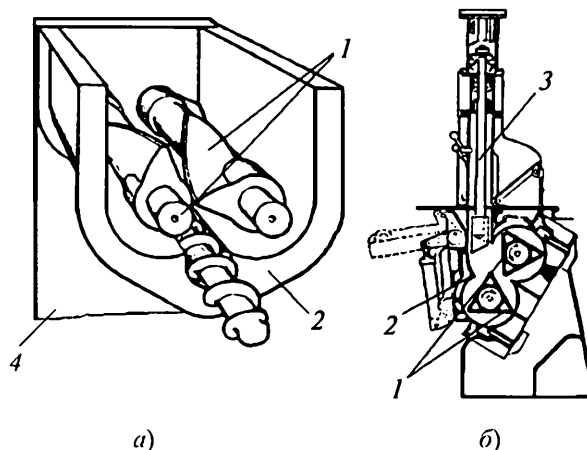


Рис. 2.2. Роторные смесители:

а – открытые; *б* – закрытые; 1 – смесительные роторы; 2 – смесительная камера; 3 – верхний затвор; 4 – разгрузочное устройство

Производительность закрытых смесителей определяется массой загружаемой смеси, которая, в свою очередь, зависит от объема смесительной камеры. Для расчета производительности смесителя Q , кг/ч, можно использовать формулу

$$Q = 60 \frac{V\rho}{\tau_u} \varphi, \quad (2.3)$$

где V – объем загружаемой смеси; $V = 0,8 \dots 0,89$ полного объема камеры, м^3 ; ρ – плотность перерабатываемого материала или смеси, кг/м^3 ; φ – коэффициент использования машинного времени; для обычных условий $\varphi = 0,8 \dots 0,9$; τ_u – продолжительность цикла смешения, мин.

Конструкции смесителей и их основных механизмов приведены в [32].

В валковых смесителях–пластикаторах (вальцах) основными рабочими органами являются два полых цилиндрических вала, вращающихся навстречу друг другу с разными окружными скоростями, с осями, расположенными в горизонтальной плоскости. Основные технологические операции, проводимые на вальцах, – это смешение, пластикация, дробление, рафинирование смесей, промывка каучуков, подогрев смесей и др.

На рисунке 2.3 показаны вальцы для пластикации, на чугунной фундаментной плите которых размещены две стальные станины с траверсами, в которых установлены подшипники для валков. Задняя пара валковых подшипников неподвижная, передняя – может перемещаться

в направляющих станины при помощи нажимных винтов, которые вращаются электродвигателями через червячные редукторы 1. Валки нагреваются водой, перегретой до температуры 180°C . Задний валок приводится во вращение через двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор 8 и пару приводных колес 4. Передний валок приводится во вращение через пару фрикционных шестерен 2. Асинхронный электродвигатель 7 соединен с редуктором упругой муфтой. Для остановки вальцов служит колодочный тормоз 6. Система смазки подшипников циркуляционная.

Вальцы снабжены приспособлениями для возврата массы в зазор валков и скатывания вальцуемого материала в рулон, ножом для подрезания кромок, передвижными ограничительными стрелами 3. Просыпающаяся (через зазор между валками) во время загрузки порошкообразная масса возвращается в рабочий зазор вальцов ленточным конвейером.

Пластицируемые и смешиваемые материалы несколько раз пропускаются через зазор вальцов для получения однородной массы. Выходящая с вальцов масса свертывается в рулон валиком, прижимаемым к образующей переднего валка. Для съема материала при изготовлении ленты применяют устройство с двумя дисковыми ножами, установленными на передвижных каретках. Каретка с ножами при помощи ходового винта совершает возвратно-поступательное движение вдоль образующей валка. При этом срезается лента необходимой ширины.

Расчет основных параметров вальцов сводится к определению распорных сил, мощности привода и производительности по зависимостям, полученным на основе гидромеханической теории вальцевания [19].

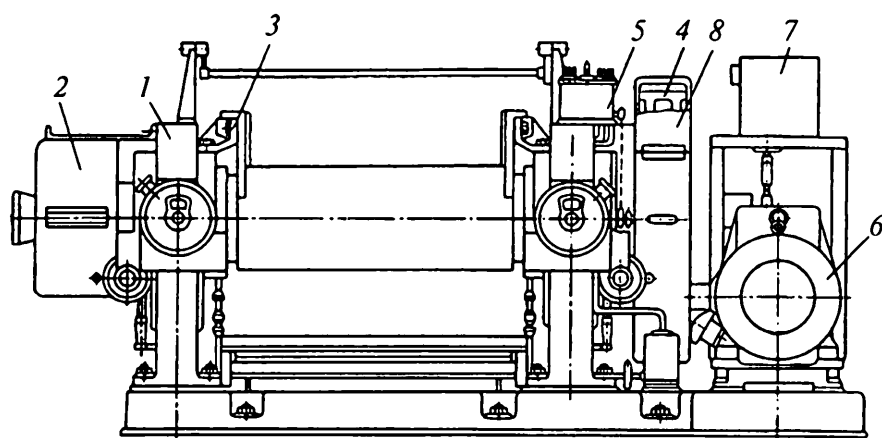


Рис. 2.3. Вальцы для переработки пластических масс

Распорные силы

$$P_p = (1 + f)\mu LR \left(\frac{u}{h_0} \right)^n F. \quad (2.4)$$

Мощность привода валков

$$N_d = 2(1 + f)\mu Lu_1 R \left(\frac{u}{h_0} \right)^n \frac{(2Rh_0)^{0,5}}{\eta} \Phi, \quad (2.5)$$

где функция $F = 1,93 + 3,63n + 1,22n^2$; n – индекс течения; f – коэффициент трения между валками; μ – эффективная вязкость; L , R – соответственно рабочая длина и радиус валка; h_0 – минимальный зазор между валками; u_1 – линейная скорость переднего валка; функция $\Phi = 4,67 + 8,06n + 4,09n^2$; η – КПД привода вальцев.

Величины P_p и N_d могут быть найдены и по другим зависимостям [20].

Производительность вальцев непрерывного действия, кг/ч,

$$G_{\text{н}} = 60\pi Dnbh\rho\alpha, \quad (2.6)$$

где D – диаметр валка, м; ρ – плотность смеси, кг/м³; $\alpha = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент использования машинного времени; n – частота вращения переднего валка, мин⁻¹; b и h – соответственно ширина и толщина срезаемой ленты вальцуемой массы, м.

Смесители непрерывного действия являются наиболее перспективными смесителями, так как имеют ряд преимуществ перед смесителями периодического действия. В них реализуются более высокие скорости и напряжения сдвига, в результате отсутствия пиковых нагрузок снижается мощность привода до 40%, улучшаются показатели качества смеси за счет работы смесителя в установившемся режиме, возможно совмещение операции смешения с профилированием заготовок.

Для смешения высоковязких полимерных композиций применяют двухчервячные смесители типа DSM со спаренными взаимозацепляющимися и вращающимися в одном направлении червяками со смесительными лопастями, аналогичными элементам закрытых роторных смесителей периодического действия.

Технологический блок смесителя состоит из трех секций: загрузки, смешения и пластикации с дросселирующими элементами и нагнетания, дозирования (рис. 2.4). В соответствии с этим каждый вращающийся рабочий вал состоит из трех элементов: загрузочного червяка 6, смесительной лопасти 7 и разгрузочного (напорного) червяка 9.

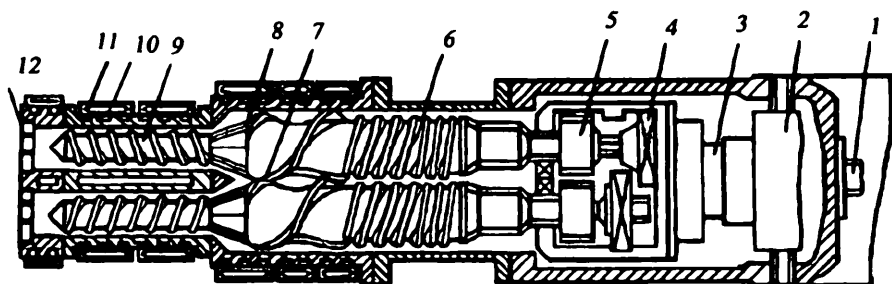


Рис. 2.4. Двухчервячный смеситель DSM:

- 1 – главный привод; 2, 4 – опоры червяков; 3 – гидросистема перемещения червяков; 5 – приводные шестерни; 6 – загрузочный червяк;
 7 – смесительная лопасть; 8 – дроссель с конической щелью;
 9 – разгрузочный червяк; 10 – каналы для воздушного охлаждения корпуса;
 11 – электрический обогрев корпуса; 12 – решетки (фильтры)

Загрузочные червяки с большим межвитковым объемом и глубокой нарезкой захватывают перерабатываемый материал и транспортируют его в камеру смешения, в которой он пластифицируется и перемешивается под давлением двумя взаимозацепляющимися смесительными лопастями. Давление в камере смешения можно устанавливать, регулируя в достаточно широких пределах величину двух конических дросселирующих зазоров. Кроме того, регулируя площадь поперечного сечения с помощью дросселирующего элемента, можно воздействовать на важнейшие технологические параметры процесса смешения, например, на напряжение сдвига, давление, время пребывания материала в смесительной камере, его температуру и качество смешения. После прохождения дросселирующих зазоров материал попадет в напорные червяки, вращающиеся в отделенных друг от друга полосках корпуса, в котором могут быть предусмотрены дегазационные отверстия. Оба разгрузочных червяка продавливают материал через фильтры или другой формующий инструмент в зависимости от заданной формы экструдата.

Корпус смесителя в зоне смешения и разгрузки имеет электрический обогрев и воздушное охлаждение, а полые червячные валы могут термостатироваться с помощью воды или пара.

Производительность таких смесителей варьируется в широком диапазоне в зависимости от свойств получаемой смеси, соотношения компонентов и их количества и заданной формы и размеров экструдата.

Смесители типа СН-100 являются наиболее перспективными и универсальными смесителями непрерывного действия и используются на различных стадиях производства и переработки широкого класса полимерных и композиционных материалов на их основе (рис. 2.5) [19, 21].

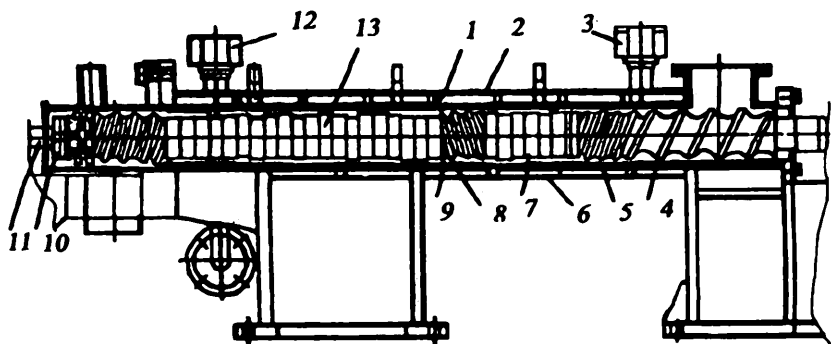


Рис. 2.5. Смеситель для непрерывного клееприготовления типа СН-100

Смеситель такого типа чаще всего состоит из раскрывающегося корпуса с горизонтальной линией разъема. Верхняя 1 и нижняя 8 части корпуса имеют рубашки обогрева 2 и 4. Для подвода и отвода теплоносителя в рубашки 6 вварены патрубки с фланцами 5 и 6. Внутри корпуса 10 в горизонтальной плоскости расположены два сборных червяка 7, находящихся в зацеплении и имеющих однонаправленное вращение.

На валах 11 смесителя монтируются (надеваются) рабочие червячные насадки (прямые 5 и обратные 9), рабочие смесительные диски 13, а также питающие червячные насадки 4. Рабочие червячные насадки и смесительные диски смонтированы в определенной последовательности и закреплены на валах шпонками, а питающие червячные насадки установлены на валах с возможностью свободного их вращения.

Передача вращающего момента рабочим червячным насадкам и смесительным дискам происходит от вала электродвигателя через клиноременную передачу, вариатор, редуктор-раздвоитель и шлицевые муфты.

Питающие червячные насадки 4, расположенные в зоне загрузочного отверстия, вращаются независимо от индивидуального привода. Загрузка компонентов смеси в рабочую полость смесителя производится из камеры, которая смонтирована над загрузочным отверстием корпуса смесителя. Кроме того, в корпусе предусмотрены штуцера для подачи жидких компонентов и выгрузки готовой смеси. Корпус смесителя с приводом установлен на сварной раме. В зависимости от проводимой технологической операции конструктивное оформление рабочих насадок можно изменять в широком диапазоне.

Объемную производительность двухчервячного смесителя непрерывного действия определяют по соотношению

$$Q = KV_c/\tau, \quad (2.7)$$

где V_c – суммарный объем рабочей полости смешения; τ – среднее время нахождения смеси в полости смешения; K – суммарный средний коэффициент заполнения полости смешения.

Так как червяк имеет сборную конструкцию, состоящую из рабочих насадок, имеющих различный шаг нарезки и рабочих смесительных дисков, то объем рабочей полости смешения рассчитывается отдельно для групп насадок с одинаковым шагом нарезки и отдельно для смесительных дисков, а затем результат суммируется и удваивается.

Расчет среднего времени нахождения смеси в полости смешения производится с учетом качества смеси, смешивающей способности червяка и частоты вращения червяков. Расчет суммарного среднего коэффициента заполнения полости смешения при использовании в сборной конструкции червяков различной конфигурации дисков ведется раздельно по нарезной и дисковой зонам червяка. Потребляемая мощность, кВт, по аналогии с одночервячными машинами, рассчитывается как сумма мощностей, затрачиваемых на отдельных участках червяков:

1) между корпусом и червяками

$$N_1 = 2 \cdot 10^{-3} \left(1 + \frac{\alpha}{360} \right) e \pi^2 D^2 n \tau_1 / \cos \lambda, \quad (2.8)$$

где $\alpha = 2 \arccos A/D$ – центральный угол, соответствующий зоне перекрытия червяков, град.; A – межосевое расстояние червяков, м; D – наружный диаметр червяков, м; e – ширина вершины витка червяков, м; n – частота вращения червяков, c^{-1} ; $\tau_1 = f(\text{grad} \vartheta_1) = \eta_1 \text{grad} \vartheta_1$ – напряжение сдвига, Па; η_1 – динамическая вязкость, определяемая по реологической зависимости $\eta_1(\dot{\gamma})$, Па·с; $\dot{\gamma}$ – скорость сдвига, c^{-1} ; $\text{grad} \vartheta_1 = \pi D n / \delta_1$, c^{-1} ; $\delta_1 = 0,01 D$ – зазор между гребнем червяка и внутренней поверхностью цилиндра, м; λ – угол подъема винтовой линии нарезки червяков, град ($\lambda = 5^\circ$ – при однозаходной нарезке червяков);

2) в зазорах между боковыми поверхностями червяков

$$N_2 = 3,3 \cdot 10^{-5} \pi D^3 \sin(\alpha/2) [1 - \cos(\alpha/2)] n \tau_2 / \cos \lambda, \quad (2.9)$$

где $\tau_2 = f(\text{grad} \vartheta_2) = \eta_2 \text{grad} \vartheta_2$, Па; $\text{grad} \vartheta_2 = 2 \pi D n / \delta_{2cp}$, c^{-1} ; $\delta_{2cp} = (\delta_1 + t - 2e)/2$, м; t – шаг нарезки червяков, м;

3) в зазоре между вершиной и впадиной витков

$$N_3 = 5,4 \cdot 10^{-7} \pi^2 n e D_{\text{ср}} \alpha (D - d_{\text{вн}}) \tau_3 / \cos \lambda, \quad (2.10)$$

где $\tau_3 = f(\text{grad} \vartheta_3) = \eta_3 \text{grad} \vartheta_3$, Па; $\text{grad} \vartheta_3 = 2\pi D n / \delta_{3\text{ср}}$, с^{-1} ; $\delta_{3\text{ср}} = (\delta_1 + \delta_2)/2$, м; $\delta_2 = \frac{D - d_{\text{вн}}}{2 \cos(\alpha/2)}$, м; $D_{\text{ср}}$, $d_{\text{вн}}$ – соответственно средний и внутренний диаметры нарезки червяков, м;

4) между кулачками одной пары и корпусом

$$N_4 = 2,75 \cdot 10^{-7} \pi^2 D_{\text{ср}} A n e_k \alpha \tau_4 n_k, \quad (2.11)$$

где $\tau_4 = f(\text{grad} \vartheta_4) = \eta_4 \text{grad} \vartheta_4$, Па; $\text{grad} \vartheta_4 = 2\pi D n / \delta_4$, с^{-1} ; $\delta_4 = 0,01 D$, м; e_k – ширина вершины кулачка, м; n_k – число пар кулачков; $A = 0,866 D$, м;

5) на выдавливание материала в зонах обратных витков и формирующей головки

$$N_5 = 2,75 \cdot 10^{-7} \Delta p (D^2 - d_{\text{вн}}^2) \pi D_{\text{ср}} n t \alpha, \quad (2.12)$$

где Δp – перепад давлений по длине рабочих органов, Па.

Конструкции основных узлов и деталей смесителя типа СН и других конструкций смесителей непрерывного действия приведены в [19 – 21].

2.2. Расчет основных деталей резиносмесителей

2.2.1. Расчет нижнего затвора резиносмесителя

В существующих конструкциях резиносмесителей выгрузка приготовленной смеси осуществляется через отверстия, размещенные, как правило, в нижней части смесительной камеры. В смесителе типа Бен-бери [2] разгрузочное окно закрывается скользящей дверцей, перемещаемой с помощью пневмоцилиндра. В ряде современных конструкций, например, в резиносмесителе типа РС [2] во избежание заклинивания скользящей дверцы в направляющих выполнен в виде откидной крышки с гидроприводом (рис. 2.6).

Основными конструктивными элементами механизма являются конусообразная запорная плита 3, укрепляемая через амортизирующие прокладки на опоре нижнего затвора 2. Запорная плита 3 и нижняя плита поворачиваются на 135° гидромотором, соединенным с валом 4. Для удержания запорной плиты в закрытом состоянии предусмотрено устройство, выполненное в виде клиновидной плиты 6, установленной в направляющей раме 7 и приводится в действие от поршня вспомогательного гидроцилиндра.

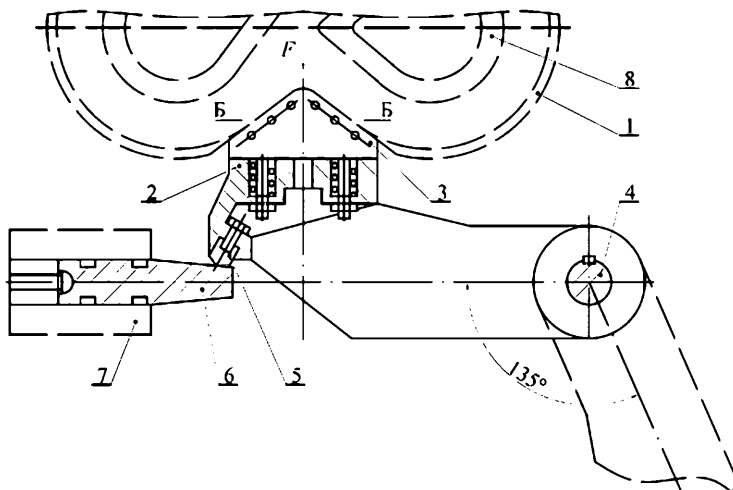


Рис. 2.6. Нижний затвор

В процессе изготовления резиновой смеси на стенки камеры смесителя 8 и, в частности, на поверхность запорной плиты давление в серповидном зазоре при вращении роторов 1 может достигать до $p_{\max} = 4$ МПа. Это обстоятельство предъявляет повышенные требования к расчету на прочность и жесткость нижнего затвора, подверженного действию усилия F , величина которого определяется как произведение давления p_{\max} на площадь поперечного сечения запорной плиты Б–Б (рис. 1):

$$F = p_{\max} A_0, \quad (2.13)$$

где A_0 – площадь поперечного сечения запорной плиты плоскостью Б–Б, определяется по формуле $A = ab$, мм². Здесь a и b размеры разгрузочного окна в плане; p_{\max} – максимальное давление резиновой смеси на поверхности запорной плиты в серповидном зазоре, определяется по формуле [2]:

$$p_{\max} = 3m\pi^n R^n N_p^n / (30^n h_0^n), \quad (2.14)$$

где m и n – реологические константы резиновой смеси [1]; R^n – радиус смесительной камеры; N_p – частота вращения ротора смесителя; h_0 – минимальный зазор образованный площадкой гребня и стенкой камеры.

Существующая в настоящее время конструкция нижнего затвора, на наш взгляд, выполнена без должного конструктивного и прочностного анализа. Некоторые несущие элементы конструкции имеют чрезмерно завышенную массу, причем приблизительные методы расчета не дают возможности вычислить концентрацию напряжений в зоне отверстий и определить радиусы перехода в местах сопряжений кронштейна с опорной плитой.

Основная цель данной работы предложить оптимальный вариант конструкции нижнего затвора, удовлетворяющего условиям прочности, жесткости при минимальной массе.

Нижний затвор представляет собой пластинчато–стержневую конструкцию, состоящую из опоры (кронштейн), шарнирно закрепленной с валом и клиновидной плитой, и собственно самой клиновидной плиты, жестко закрепленной в направляющие рамы. Усилие F через конусообразную запорную плиту в виде распределенного по площади

давления p , МПа, передается на опору нижнего затвора (рис. 2.7). Расчетная схема нижнего затвора как пространственно пластинчато–стержневая система изображена на рис. 2.8, а. Распределенное по площади опоры p , МПа, давление заменено погонной нагрузкой $q = F/l_1$ [Н/м], линия действия которой проходит через центр опорной площадки вдоль ее наибольшей стороны.

Формы поперечных сечений опоры и клиновидной плиты показаны на рис. 2.7. При этом в целях упрощения вычисления геометрических характеристик поперечное сечение опоры (рис. 2.7) заменено равнобе-
ликим по площади и габаритам приведенным сечением (рис. 2.8, б) без учета отверстий, что практически не сказывается при вычислении напряжений методом сопротивления материалов:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 = b_1 h_1 + b_2 h_2 + b_3 h_3,$$

где A – площадь сечения без учета отверстий и углублений; A_1, A_2, A_3 – площадь сечений отдельных элементов опоры; b_1, b_2, b_3 – реальные наибольшие размеры элементов опоры; h_1, h_2, h_3 – толщины элементов опоры, определяются без учета отверстий и углублений.

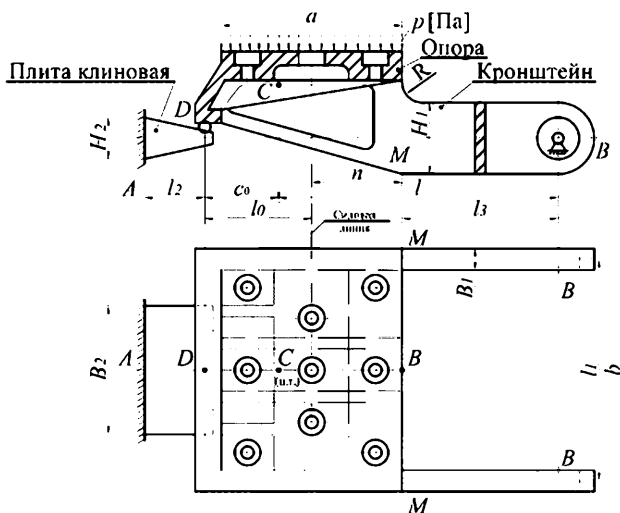


Рис. 2.7. Нагружение верхней платформы нижнего затвора

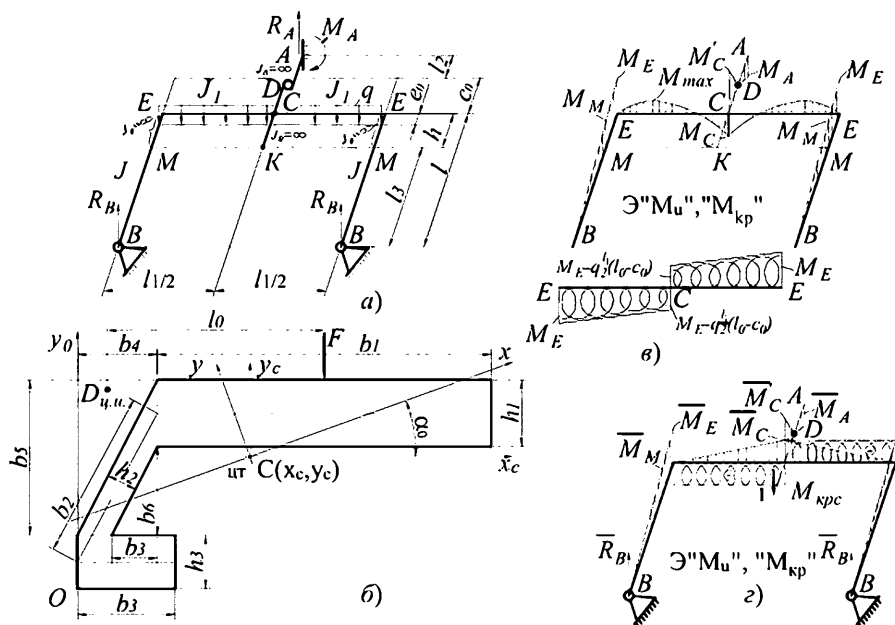


Рис. 2.8. Расчетная схема нижнего затвора

Для сечения рис. 2.8, б имеем следующие выражения его геометрических характеристик.

– координаты центра тяжести относительно случайных осей x_0, y_0 :

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3}; \quad y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3}; \quad (2.15)$$

– момент инерции относительно осей x_c, y_c :

$$\begin{aligned} J_{x_c} &= J_{x1} + a_1^2 A_1 + J_{x2} + a_2^2 A_2 + J_{x0} + a_3^2 A_3; \\ J_{y_c} &= J_{y1} + b_1^2 A_1 + J_{y2} + b_2^2 A_2 + J_{y0} + b_3^2 A_3; \\ J_{x_c y_c} &= a_1^2 b_1^2 A_1 + J_{x_2 y_2} + a_2^2 b_2^2 A_2' - J'_{x_2 y_2} - a_2' b_2' A_2'' + a_3 b_3 A_3; \end{aligned}$$

– угол наклона главных центральных осей инерции:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2J_{x_c y_c}}{J_{x_c} - J_{y_c}}; \quad (2.16)$$

– момент инерции относительно главных центральных осей x, y :

$$J_{xy} = \frac{J_{x_c} + J_{y_c}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{J_{x_c} - J_{y_c}}{2}\right)^2 + J_{x_c y_c}^2}; \quad (2.17)$$

– момент инерции кручения определяется по формуле:

$$J_k = J_{k1} + J_{k2} + J_{k3} = \beta_1 b_1 h_1^3 + \beta_2 b_2 h_2^3 + \beta_3 b_3 h_3^3; \quad (2.18)$$

– момент сопротивления кручения:

$$W_k = \frac{J_k}{\left(\frac{J_{kn}}{W_{kn}} \right)_{\max}}; \quad (n = 1, 2, 3), \quad (2.19)$$

где $W_k = \alpha_n h_n b_n^2$, α_n, β_n – коэффициенты, зависящие от отношения h/b и приведены в [22].

В дальнейшем при исследовании напряженно–деформированного состояния (НДС) элементов опоры наряду с осевыми моментами инерции нам потребуются секторальные геометрические характеристики сечения (рис. 2.8, б), так как отдельные участки нижнего затвора (рис. 2.8, в, участок *СЕ*) испытывают деформацию стесненного кручения.

Перейдем теперь к вычислению секториальных геометрических характеристик сечения согласно рис. 2.9 и [22]. Для определения положения центра изгиба выбираем вспомогательный полюс в т. A_0 (рис. 2.9, з), от которого строим эпюру секториальных координат ω_0 : для точки 1 $\omega_{01} = b_1 r_1$; для точек 2, 3 и 4 $\omega_{02} = \omega_{03} = \omega_{04} = 0$, так как $r_2 = r_3 = r_4 = 0$. Здесь ω_{0i} ($i = 1, \dots, 4$) – секториальные площади, b_i ($i = 1, \dots, 4$) – длины сторон прямоугольников; r_i – перпендикуляр опущенный из полюса A_0 на направление к средней линии сечения, проведенную через данную точку. M_0 – точка, лежащая на средней линии сечения, называется началом отсчета (в данном случае совпадает с полюсом A_0 и точкой 3). Эпюра секториальных площадей ω_0 построена на рис. 2.9, з.

Координаты центра изгиба точка D (рис. 2.9, з) относительно вспомогательного полюса A_0 определяется по формуле

$$a_x = -\frac{S_{\omega_{0y}}}{J_x}; \quad a_y = -\frac{S_{\omega_{0x}}}{J_y}, \quad (2.20)$$

где $S_{\omega_{0y}}$ и $S_{\omega_{0x}}$ – секториально–линейные статические моменты инерции:

$$S_{\omega_{0y}} = \int_A S_{\omega_{0y}} dA [M^4]; \quad S_{\omega_{0x}} = \int_A S_{\omega_{0x}} dA [M^4].$$

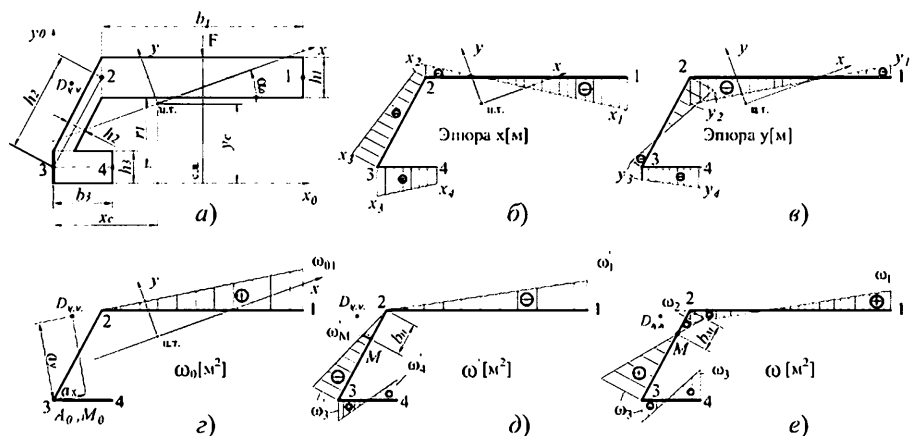


Рис. 2.9. Эпюры секторальных характеристик сечения

Эти интегралы могут быть вычислены по способу Верещагина [22] путем умножения эпюры ω_0 на ординаты эпюр x и y , лежащие под центром тяжести площади ω_0 . Эпюры x и y приведены на рис. 2.9, б, в. Построение этих эпюр не требует пояснений: откладываются расстояния точек средней линии контура сечения от оси OX (эпюра X) и OY (эпюра Y).

$$S_{\omega_0 x} = \frac{1}{2} \omega_0 b_1 \left[\frac{2}{3} (x_1 + x_2) - x_2 \right]; \quad S_{\omega_0 y} = \frac{1}{2} \omega_0 b_1 \left[\frac{1}{3} (y_1 + y_2) - y_2 \right].$$

Координаты центра изгиба a_x, a_y (2.20) откладывается от вспомогательного полюса A_0 с учетом знаков осей X и Y (рис. 2.9, г).

Для построения эпюры главных секториальных координат (рис. 2.9, е) необходимо определить положение главной секториальной точки M на контуре сечения. Для этого из главного полюса D (центр изгиба) строим эпюру секториальных координат ω'_1 взяв за начало отсчетов произвольную точку 2 (рис. 2.9, д). Секториальные координаты будут: для точки 1 $\omega'_1 = r_1 \omega_1$; для точки 2 $\omega'_2 = 0$; для точки 3 $\omega'_3 = r_3 \omega_3$; для точки 4 $\omega'_4 = \omega_4 - r_4 b_4$. Здесь, как и ранее, r_1, r_2, \dots, r_4 — перпендикуляры, опущенные из центра изгиба D на направление к средней линии сечения. Соответствующая эпюра сектральных координат построена на рис. 2.9, д.

Положение главной секторальной координаты M определим по формуле

$$\omega'_{M} = \frac{S_{\omega'}}{A}. \quad (2.21)$$

Здесь секториальный статический момент $S_{\omega'} = \int \omega' h ds$ может быть подсчитан как сумма произведений площадей эпюры ω' на соответствующие толщине участки сечений:

$$S_{\omega'} = \frac{1}{2} \omega'_1 b_1 h_1 + \frac{1}{2} \omega'_3 b_2 h_2 - \omega'_3 b_3 h_3 - \frac{1}{2} (\omega'_4 + \omega'_3) b_3 h_3;$$

A – площадь сечения.

Найденная по формуле (2.21) координата ω'_M может соответствовать нескольким точкам (на участках 1–2, 2–3 и 3–4). Однако в качестве главной секториальной точки выбирается та точка M , которая ближе к центру изгиба D (рис. 2.9, δ). Положение точки M на участке 3–2 находится из подобия треугольников

$$\frac{\omega'_M}{\omega'_3} = \frac{b_M}{b_2}, \text{ откуда } b_M = \frac{b_2 \omega'_M}{\omega'_3}.$$

Теперь строим окончательную эпюру секториальных координат ω (рис. 2.9, ϵ) относительно найденных точек центра изгиба D и главной нулевой секториальной точки M :

$$\omega_2 = -r'_2 b_M; \quad \omega_1 = \omega_2 + r'_1 b_1; \quad \omega_3 = r'_2 (b_2 - b_M); \quad \omega_4 = \omega_3 - r'_3 b_3.$$

Секториальный момент инерции J_{ω} определяется по формуле

$$J_{\omega} = \int_A \omega^2 da = \int_A \omega^2 ds h_i [\text{м}^6].$$

Выполняя интегрирование по способу Верещагина [22], получаем

$$J_{\omega} = \omega_2 b_1 \omega_2 h_1 + \frac{1}{2} (\omega_1 + \omega_2) b_1 \cdot \frac{2}{3} (\omega_1 + \omega_2) h_1 + \omega_2 b_2 \omega_2 h_2 + \frac{1}{2} (\omega_2 + \omega_3) \times \\ \times b_2 \frac{2}{3} (\omega_2 + \omega_3) h_2 + \omega_3 b_3 \omega_3 h_3 + \frac{1}{2} (\omega_3 + \omega_4) b_3 \cdot \frac{2}{3} (\omega_3) h_4. \quad (2.22)$$

После определения геометрических характеристик сечения для расчетной схемы нижнего затвора (рис. 2.9, a) строятся эпюры изгибающих $M_{\text{и}}$ и крутящих $M_{\text{кр}}$ моментов. Эпюры $M_{\text{и}}$ и $M_{\text{кр}}$ приведены на рис. 2.8, ϵ .

Далее записываем выражение для нормальных и касательных напряжений всех участков нижнего затвора.

Участок BM :

$$\sigma_{\text{max}}^M = \frac{M_{\text{и}}^M}{W_x}, \quad (2.23)$$

$$\text{где } M_{\text{и}}^M = R_b l_3; \quad W_x = \frac{\beta_1 H_1^2}{6}.$$

Участок *ЕС*. Этот участок испытывает стесненное кручение и изгиб. Согласно [22] для участка *СЕ* напряжения будут иметь следующий вид:

– сечение *E*: касательное напряжение

$$\tau_E = \frac{M_{кр}^E h_3}{J_k} + \frac{M_{\omega}^E S_{\omega}}{J_{\omega} h_3}. \quad (2.24)$$

– сечение *C*: нормальные напряжения

$$\sigma_c = \frac{M_x^c}{J_x} y_{\max} + \frac{M_y^c}{J_y} x_{\max} + \frac{B\omega}{J_{\omega}}. \quad (2.25)$$

Здесь $M_{кр}$ – момент чистого кручения, достигающий максимального значения в сечении *E*: $M_{кр} = \frac{qe_0}{\alpha} \left[\alpha l_1/2 - \frac{sh \alpha l_1/2}{ch \alpha l_1/2} \right]$, где M_{ω} – изгибно-

крутящий момент в том же сечении: $M_{\omega} = \frac{ql_0}{\alpha} \frac{sh \alpha l_1/2}{ch \alpha l_1/2}$;

S_{ω} – наибольший секторальный статический момент, лежащий ниже нулевой точки M эпюры ω (рис. 2.9, *e*):

$S_{\omega} = \frac{1}{2} \omega_3 (b_2 - b_M) h_2 + \frac{1}{2} \omega_3 n h_3 - \frac{1}{2} \omega_4 (b_3 - n) h_3$; B – изгибно-крутящий бимомент в сечении *C*, определяется по формуле

$B = \frac{ql_0}{\alpha} \left[1 - \frac{1}{ch \alpha l_1/2} \right]$; α – изгибно-крутящая характеристика стержня

$\alpha = \sqrt{\frac{GJ_k}{EJ_{\omega}}}$; G – модуль сдвига материала стержня; E – модуль упруго-

сти материала стержня; $l = e_0 + c_0$ – эксцентриситет приложения нагрузки q по отношению к центру изгиба (точка *D*); M_x, M_y – изгибающие моменты в сечении *C*, относительно центральных осей: $M_x = M_c \cos \alpha_0$; $M_y = M_c \sin \alpha_0$; $x_{\max}, y_{\max}, \omega$ – координаты точки сечения, где возникают наибольшие нормальные напряжения по (знаку) от действия изгибающих моментов M_x, M_y и изгибно-крутящего бимомента B , причем, если $M > 0$, то и $B > 0$ ($M < 0, B < 0$); J_x, J_y – моменты инерции сечения относительно главных центральных осей, определяется по формуле (2.17).

Участок *DA* представляет собой клиновую плиту переменного прямоугольного сечения, защемленную с одной стороны и нагружен-

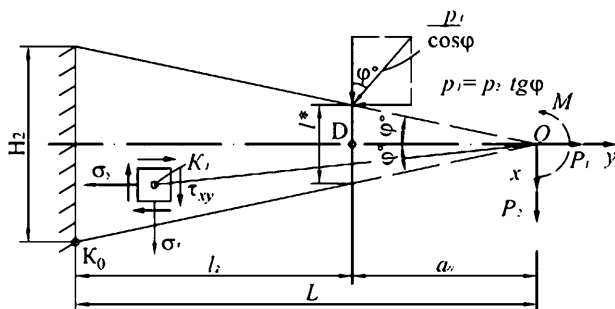
$D (R_D = R_A)$. Расчетная схема плиты приведена на рис. 2.10.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{2p_1}{2\varphi + \sin 2\varphi} \frac{x^3}{(x^2 + y^2)} - \frac{2p_2}{2\varphi - \sin 2\varphi} \frac{x^2 y}{(x^2 + y^2)^2} + \frac{2M}{\sin \varphi - 2\alpha \cos 2\varphi} \frac{2xy}{(x^2 + y^2)^2}; \\ \sigma_y &= -\frac{2p_1}{2\varphi + \sin 2\alpha} \frac{xy^2}{(x^2 + y^2)^2} - \frac{2p_2}{2\varphi - \sin 2\varphi} \frac{y^3}{(x^2 + y^2)^2} + \frac{2M}{\sin 2\varphi - 2\alpha \cos 2\varphi} \frac{2xy^3}{(x^2 + y^2)^3}; \\ \tau_{xy} &= -\frac{2p_1}{2\alpha + \sin 2\varphi} \frac{x^2 y}{(x^2 + y^2)^2} - \frac{2p_2}{2\alpha - \sin 2\varphi} \frac{xy^2}{(x^2 + y^2)^2} - \frac{M[x^2 - y^2 - \cos 2\alpha(x^2 + y^2)]}{(\sin 2\varphi - 2\varphi \cos 2\varphi)(x^2 + y^2)^2}. \end{aligned} \right\}$$

Наибольшие по абсолютной величине напряжения (сжимающие)

Эквивалентные напряжения по IV гипотезе прочности вычисляют по формуле

$$\text{где } \sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.$$



147

Максимальный прогиб клина в точке D

$$y_D = \frac{R_D L_3}{EJ_2} \left[-\ln \frac{L}{a_0} + \frac{1}{2} + \frac{2l_2 + a_0}{2L^2} l_2 - \frac{a_0}{2L} \right], \quad (2.27)$$

где $J_2 = \frac{B_2 H_2^3}{12}$.

Максимальный вертикальный прогиб нижнего затвора будет иметь место на краю опоры в точке K (рис. 2.8, а) и определится путем перемножения эпюр от изгибающих и крутящих моментов для грузового (рис. 2.8, в) и единичного (рис. 2.8, з) состояния по способу Верещагина:

$$\begin{aligned} y_K = & \frac{2}{EJ} \left[\frac{1}{2} M_M l_1 \frac{2}{3} \overline{M_M} \right] + \\ & + \frac{2}{EJ_1} \left[\frac{1}{2} M_C^{R_D} 0,5l_1 \frac{2}{3} \overline{M_C} - \frac{1}{3} (M_C^q - M_C^{R_B}) 0,5l_1 \frac{3}{4} \overline{M_C} \right] + \\ & + \frac{2}{EJ_{2cp}} \left[\frac{1}{2} M_A l_2 \frac{2}{3} \overline{M_A} \right] + \\ & + \frac{2\beta}{GJ_x} \left[M_{кр}^{R_B} 0,5l_1 \frac{2}{3} \overline{M_{кр}} - \frac{1}{2} M_{кр}^q 0,5l_1 \overline{M_{кр}} \right], \end{aligned} \quad (2.28)$$

где $M_M, M_C^{R_B}, M_A, M_C^q, M_{кр}^{R_B}, M_{кр}^q$ – изгибающие и крутящие моменты от внешней нагрузки, $\overline{M_M}, \overline{M_C}, \overline{M_A}, \overline{M_{кр}}$ – изгибающие и крутящие моменты от единичной нагрузки; β – коэффициент, учитывающий стеснение кручения на участке CE :

$$\beta = \left(\frac{\alpha l_1^2}{8} - \alpha l_1 \frac{sh^2 \frac{\alpha l_1}{4}}{sh \frac{\alpha l_1}{2}} \right),$$

где sh, ch – гиперболические функции, определяющиеся по формуле

$$sh(\alpha l) = \frac{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}{2}; \quad ch(\alpha l) = \frac{e^{\alpha l} + e^{-\alpha l}}{2}.$$

В формуле для максимального прогиба (2.28) не учитываются члены прогибов для участков ME, CD, KC с жесткостью EJ_0 , которая

по сравнению с остальными членами на порядок меньше, так как $\frac{EJ_0}{EJ}$ и $\frac{EJ_0}{EJ_{2cp}} \geq 10$. Здесь EJ_0 – жесткость опоры вдоль большей стороны b (рис. 2.7).

На основании полученных выше результатов для заводского варианта резиносмесителя ДРС–140 был проведен расчет НДС наиболее нагруженных элементов нижнего затвора при следующих числовых геометрических силовых и упругих данных:

$$\begin{aligned} l &= 325 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_1 = 640 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_2 = 65 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_0 = 58 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ C_0 &= 142 \cdot 10^{-3} \text{ м}; a = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b = 810 \cdot 10^{-3} \text{ м}; B_1 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ H_1 &= 200 \cdot 10^{-3} \text{ м}; B_2 = 440 \cdot 10^{-3} \text{ м}; H_2 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \alpha = 14^\circ; \\ b_1 &= 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}; h_1 = 56 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_2 = 155 \cdot 10^{-3} \text{ м}; h_2 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ b_3 &= 90 \cdot 10^{-3} \text{ м}; h_3 = 46,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_4 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_5 = 140 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ b_6 &= 85 \cdot 10^{-3} \text{ м}; b_7 = 60 \cdot 10^{-3} \text{ м}; m = 3 \text{ кгс} \cdot \text{с}^4 / \text{см}^2; n = 0,3 \text{ м}; \\ R &= 277 \cdot 10^{-3} \text{ мм}; N_p = 19,7 \text{ об/мин}; h_0 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \end{aligned}$$

Материал нижнего затвора: Сталь 20Л, $\sigma_T = 220$ МПа, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа; $\mu = 0,3$.

При этом были вычислены по формулам (2.21) – (2.27) значения геометрических, силовых и упругих характеристик:

$$\begin{aligned} X_c &= 172 \cdot 10^{-3} \text{ м}; Y_c = 104 \cdot 10^{-3} \text{ м}; a_x = 60,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ a_y &= 108,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; J_x = 37,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; J_y = 348,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \\ J_k &= 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; W_k = 0,322 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \alpha_0 = 19,5^\circ; \\ J_\omega &= 4,33 \cdot 10^4 \text{ м}^6; d = 0,004071 / \text{мм}; W_x = 0,333 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\ |X_{\max}| &= 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}; |Y_{\max}|_4 = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}; S_{\omega 4} = 8,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \\ \omega_4 &= 6670 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3; e = 200 \cdot 10^{-3} \text{ м}; F = 972 \cdot 10^3 \text{ Н}; \\ p &= 4,0 \text{ МПа}; q = F / l_1 = 1518,75 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \\ R_D &= \overline{R_A} = 660,96 \cdot 10^3 \text{ Н}; [\sigma] = 190 \text{ МПа}; [\gamma] = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

Нормальное напряжение в сечении M участок BM (2.23):

$$\sigma_{\max}^M = \frac{M_{\max}^M h_3}{W_x} = \frac{42,768 \cdot 10^6}{0,333 \cdot 10^6} = 128,4 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение в сечении E участка EC (2.24)

$$\tau_{\max}^E = \frac{M_{\text{кр}} h_3}{J_k} + \frac{M_{\omega} S_{\omega 4}}{J_{\omega} h_3} = \frac{32,7 \cdot 10^6 \cdot 46,6}{18 \cdot 10^6} + \frac{64,18 \cdot 10^6 \cdot 8,52 \cdot 10^6}{4,33 \cdot 10^{11} \cdot 46,66} = 84,76 + 27,06 = 111,82 \text{ МПа.}$$

Нормальное напряжение в сечении C участок EC (2.25)

$$\sigma_{\max}^C = \frac{M_x}{J_x} |y_{\max}| + \frac{M_y}{J_y} |x_{\max}| + \frac{B \omega_4}{J_{\omega}} = \frac{26,376 \cdot 10^6}{37,2 \cdot 10^6} 70 + \frac{9,35 \cdot 10^6}{348,6 \cdot 10^6} \cdot 110 + \frac{9,058 \cdot 10^6 \cdot 6670}{4,33 \cdot 10^{11}} = 192,08 \text{ МПа.}$$

Перенапряжение составляет 1,08%, что вполне допустимо.

Напряжения в клиновой плите в сечении A участка DA для опасной точки K_0 ($x = 165 \cdot 10^{-3}$ м; $y = 40 \cdot 10^{-3}$ м), $\varphi = 14^\circ$ составили

$$\sigma_x = -88,56 \text{ МПа; } \sigma_y = -10,91 \text{ МПа; } \tau_{xy} = -46,2 \text{ МПа; } \sigma_1 = 10,6 \text{ МПа; } \sigma_2 = 0; \sigma_3 = -110 \text{ МПа.}$$

Эквивалентные напряжения по IV теории прочности (2.26)

$$\sigma^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_3} = \sqrt{10,6^2 + (-110)^2 - (10,6)(-110)} = 115,66 \text{ МПа.}$$

Прогиб (2.27) в точке D (центр изгиба) $|y_D| = 0,0315$ мм.

Максимальный вертикальный прогиб нижнего затвора на краю опоры в точке K (17):

$$y_{\max}^K = y_K^{M_{\text{н}}} + y_K^{M_{\text{кр}}} = 0,0508 + 0,606 = 0,656 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Здесь $y_K^{M_{\text{н}}}$ – составляющая максимального прогиба от изгиба, $y_K^{M_{\text{кр}}}$ – составляющая максимального прогиба от кручения.

Как видно из полученных данных, в наиболее неблагоприятных условиях, как по напряжениям, так и по прогибам находится опорная площадка нижнего затвора: $\sigma_{\max}^C = 192,08$ МПа; $y_{\max}^K = 0,656 \cdot 10^{-3}$ м.

Необходимо заметить большую разницу прогибов опоры в точках D и K , отличающиеся более чем на порядок. Это объясняется тем, что центр изгиба опоры и линия действия нагрузки (с.л.) (рис. 2.6) e_0

отстоят друг от друга на значительном расстоянии, что вызывает возникновение большого крутящего момента от силы F относительно центра изгиба, приводящего к резкому увеличению прогиба на краю опоры в точке K . Поэтому при проектировании подобного типа конструкций необходимо стремиться к уменьшению расстояния e_0 .

Для подтверждения приведенной инженерной методики расчета нижнего затвора было проведено исследование НДС методом конечных элементов (МКЭ) [24]. За расчетную схему принята реальная конструкция нижнего затвора, состоящая из опоры, шарнирно-закрепленной с валом и клиновидной прямоугольной в плане плиты, закрепленной в направляющей раме и поддерживающей опору. Нагрузка в виде распределенного равномерного давления $p = 4,0$ МПа действует на верхнюю часть опоры нижнего затвора по площадке размером $a \times b = 300 \times 800$ (мм) (рис. 2.11).

Результаты расчета по максимальным расчетным напряжениям по IV теории прочности и прогибам по МКЭ в наиболее опасных точках нижнего затвора:

– для опоры $\sigma_{\max C}^{\text{МКЭ}} = 189$ МПа, $y_{\max K}^{\text{МКЭ}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ МПа; разница по приведенной методике для этой точки составляет соответственно 1,5 и 13%;

– для клиновидной плиты по МКЭ $\sigma_{\Delta A}^{\text{МКЭ}} = 110$ МПа; разница составляет 4,8%;

– для кронштейна в месте сопряжения его с опорой в сечении M напряжения по МКЭ составило $\sigma_{\Delta M}^{\text{МКЭ}} = 120$ МПа; разница 6,25%.

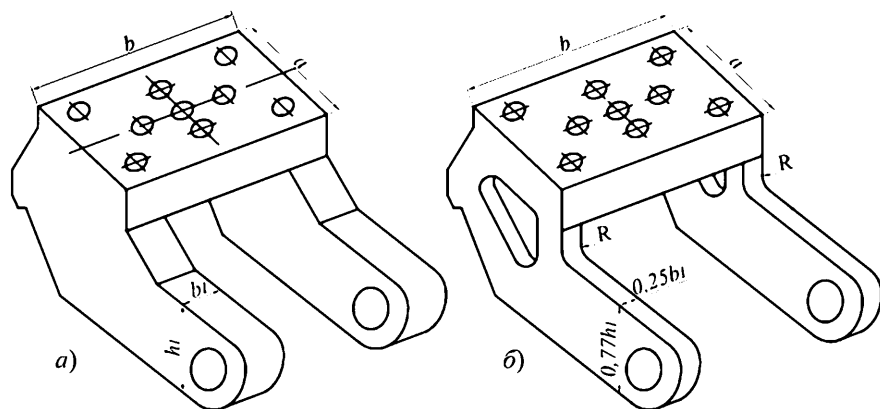


Рис. 2.11. Варианты нижнего затвора:
a – существующий; ***б*** – предполагаемый

Следует отметить, что при выборе расчетной схемы были изменены конструктивные и геометрические параметры заводского варианта (рис. 2.11, *а*): уменьшены размеры высоты и толщины кронштейнов соответственно на 23% и 75%, а также выполнены с обеих сторон сквозные окна. Места сопряжений кронштейнов и опоры имеют плавные переходы по радиусу R (рис. 2.11, *б*). Все это позволило снизить металлоемкость конструкции на 30% и уменьшить концентрацию напряжений в местах сопряжения почти в 1,5 раза. При этом максимальные напряжения и прогиб находятся в допустимых пределах значений для данного материала: $[\sigma] = 190 \text{ МПа}$, $[\gamma] = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Полученные результаты подтверждают правильность выбора расчетной схемы нижнего затвора и инженерных методов расчета, принятых при исследовании НДС нижнего затвора резиносмесителя ДРС-140.

Предлагаемая методика может быть использована на предварительных этапах проектирования подобных типов конструкций.

2.2.2. Расчет на прочность и жесткость роторов резиносмесителей

Роторы резиносмесителей в процессе работы подвергаются силовому воздействию как от касательных сил, возникающих вследствие большого коэффициента трения между перемешиваемой резиновой смеси и стальной поверхностью камеры, так и от собственного веса самого ротора. Роторы являются наиболее нагруженными деталями резиносмесителя. От их прочности и жесткости зависит не только качество получаемой резиновой смеси, но и надежность машины в целом.

Предлагаемые ранее методы расчета роторов на прочность и жесткость [21, 25] принимают за основу упрощенную расчетную схему. Ротор рассчитывался на прочность по схеме двухопорной балки постоянной по длине жесткости, нагруженной в средней части радиальной равномерно распределенной нагрузкой от деформируемой смеси, собственного веса и постоянного крутящего момента. Реальная расчетная схема ротора ввиду наличия двух винтовых лопастей овального профиля выглядит значительно сложнее. Гребни лопастей ротора выполнены для каждого участка с различными углами подъема винтовой линии, что сказывается на распределении усилий и на переменность геометрических характеристик сечения по длине ротора. Далее, в методике [21] не учитывается влияние сил в зацеплении зубчатого колеса, расположенного на конце консольной части ротора. Все это в конечном итоге сказывается на окончательном результате расчета напряжений и перемещений в наиболее опасных сечениях ротора.

Поэтому возникает необходимость более детально исследовать напряженно-деформированное состояние рабочих органов смесителя – роторов.

В связи с тем, что два ротора резиносмесителя имеют одинаковую конструкцию и размеры и находятся в одинаковых условиях нагружения, в дальнейшем будем проводить расчеты для одного из них. Общий вид двухлопастного ротора овального профиля показан на рис. 2.12, а. Витки ротора имеют два самостоятельных участка не являющихся продолжением один другого и выполненные по винтовой линии. Длина этих участков различна: одного $(0,65 \dots 0,55)l$, другого $(0,35 \dots 0,45)l$, где l – длина рабочей части ротора. Фигурная часть лопастей выполнена для каждого участка с различными углами подъема винтовой линии: на длинном участке $\alpha = 30^\circ$, на коротком $\gamma = 45^\circ$, что улучшает условия перемешивания смеси.

В процессе вращения ротора в зазоре между передней заостренной кромкой ротора и стенкой смесительной камеры вследствие трения резиновой смеси по стальной поверхности создается касательная сила сопротивления R , определяемая по формуле

$$R = \frac{2M_c}{D}, \quad (2.29)$$

где D – наибольший диаметр ротора; M_c – момент вращения переднего и заднего роторов (принимаясь одинаковыми);

$$M_c = \frac{k \eta N_3}{\omega_2(1+f)}, \quad (2.30)$$

где $k = 1,25$ – коэффициент перегрузки; $\eta = 0,668$ – КПД передачи; N_3 – мощность электродвигателя, Вт; ω_2 – угловая скорость заднего ротора, 1/с; f – коэффициент трения $\left(f = \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)$.

Касательная сила сопротивления на каждую лопасть соответственно R_1 и R_2 :

$$R = R_1 + R_2, \quad (2.31)$$

при этом

$$R_1 = R_2 \frac{l_1}{l_2}. \quad (2.32)$$

Распределение нагрузки по длине каждого гребня с учетом угла наклона винтов гребня

$$p_1 = \frac{R_1}{\cos \alpha l_1}; \quad p_2 = \frac{R_2}{\cos \gamma l_2}, \quad (2.33)$$

Согласно рис. 2.12, в распределение нагрузки на лопасти относительно осей x, y, z приводят к следующим распределенным усилиям:

длинная лопасть:

короткая лопасть:

$$\left. \begin{aligned} p_{x1} &= p_1 \cos \alpha \sin \varphi_1 \\ p_{y1} &= p_1 \cos \alpha \cos \varphi_1 \\ m_{x1} &= p_1 \sin \alpha a_1 \cos \varphi_1 \\ m_{y1} &= p_1 \sin \alpha a_1 \sin \varphi_1 \\ m_{z1} &= m_{\text{кр}1} = p_1 \cos \alpha a_1 \\ 0 \leq \varphi_1 &\leq \frac{\pi}{2}. \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} p_{x2} &= p_2 \cos \gamma \sin \varphi_2 \\ p_{y2} &= p_2 \cos \gamma \cos \varphi_2 \\ m_{x2} &= p_2 \sin \gamma a_1 \cos \varphi_2 \\ m_{y2} &= p_2 \sin \gamma a_1 \\ m_{z2} &= m_{\text{кр}2} = p_2 \cos \gamma a_1 \\ 0 \geq \varphi_2 &\geq \frac{\pi}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

Угловые координаты φ_i ($i = 1, 2$) связаны с продольной координатой z_i следующими зависимостями: $z_1 = \frac{D}{2} \operatorname{tg} \alpha \varphi_1$; $z_2 = \frac{D}{2} \operatorname{tg} \gamma \varphi_2$, где a_1 — расстояние от центра тяжести сечения овала до его наиболее удаленной точки (рис. 2.12, δ).

Расчетная схема ротора и силы, действующие на него в зоне расположения лопастей и зубчатого колеса в вертикальной и горизонтальной плоскости, показаны на рис 2.12, δ , ϵ .

Выражения для вертикальных и горизонтальных реакций в опорах ротора имеют вид:

$$R_{Ay} = \frac{-\frac{2}{3} p_1 \cos \alpha l_1 \left(l + l_2 - \frac{5}{8} l_1 \right) + \frac{2}{3} p_2 \cos \gamma l_2 \left(\frac{3}{8} l_2 + l_3 \right) + \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha a_1 l_1 + \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2 + q_G \frac{l_0^2}{2} - R_k (l_0 + l_4)}{l_0} \rightarrow \quad (2.35)$$

$$R_{Ax} = \frac{-\frac{2}{3} p_1 \sin \alpha l_1 a_1 - \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2 + P_k (l_0 + l_4)}{l_0}; \quad (2.36)$$

$$R_{By} = \frac{-\frac{2}{3} p_1 \cos \alpha \frac{5}{8} l_1 + \frac{2}{3} p_2 \cos \gamma l_2 \left(l - \frac{3}{8} l_2 \right) - \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha a_1 l_1 - \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2}{l_0}; \quad (2.37)$$

$$R_{Bx} = \frac{\frac{2}{3} p_1 \sin \alpha a_1 l_1 + \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 l_2 - P_k l_0}{l_0}. \quad (2.38)$$

Выражения изгибающих и крутящих моментов в текущем сечении z_1 длинной лопасти запишутся:

$$M_x = R_{Ay}(l_3 + z_1) + R_k(l_3 + l_4 + z_1) - \frac{q_G(l_3 + z_1)^2}{2} + \frac{2}{3} p_1 \cos \alpha \frac{3}{8} z^2 \cos \varphi - \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha \cos \varphi z_1 a_1; \quad (2.39)$$

$$M_y = R_{Ax}(l_3 + z_1) + P_k(l_3 + l_4 + z_1) + \frac{2}{3} p_1 \sin \alpha \sin \varphi z a_1; \quad (2.40)$$

$$M_z = M_{кр} = M_c - p_1 \cos \alpha \frac{D}{2} z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq l_1. \quad (2.41)$$

Здесь q_G – распределенная нагрузка от веса ротора; P_k, R_k – окружное и радиальное усилия в зацепление зубчатого колеса, расположенного на консоли ротора.

Выражения изгибающего и крутящего моментов в текущем сечении z_2 короткой лопасти:

$$M_x = R_{By}(l_3 + z_2) - p_2 \cos \gamma \frac{z_2^2}{2} + \frac{1}{3} p_2 \cos \gamma (1 - \cos \varphi) \frac{1}{3} z_2 + \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 z_2 \cos \varphi_2 - \frac{q_G(l_0 + z_2)^2}{2}; \quad (2.42)$$

$$M_y = R_{Bx}(l_3 + z_2) - \frac{2}{3} p_2 \sin \gamma a_1 z_2 \sin \varphi_2; \quad (2.43)$$

$$M_z = M_{кр} = p_2 \cos \gamma \frac{D}{2} z_2; \quad 0 \leq z_2 \leq l_2. \quad (2.44)$$

Условия прочности для кольцевого сечения вала ротора:

$$\sigma_3 = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{кр}^2}}{W_0} \leq [\sigma]. \quad (2.45)$$

Условия прочности для овального сечения лопасти ротора:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma(M_x)^2 + \sigma(M_y)^2 + \tau(M_{кр})^2} \leq [\sigma]. \quad (2.46)$$

Здесь $W_0 = 0,1 D_0^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{D_0} \right)^4 \right]$ – осевой момент сопротивления кольцевого

сечения ротора; $\sigma(M_x) = \frac{M_x}{W_x}; \quad \sigma(M_y) = \frac{M_y}{W_y}; \quad \tau(M_{кр}) = \frac{M_{кр}}{2F^*h};$

W_x, W_y – моменты сопротивления овального сечения ротора соответственно относительно осей x, y (рис. 2.12, д); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала ротора; F^* – удвоенная площадь замкнутого контура кольцевого овала, ограниченного средней линией; h – толщина стенки овального сечения.

Для сечения рис. 2.12, д имеем следующие геометрические характеристики, выраженные через толщину стенки h [26]:

$$F = 17,84h^2; J_x = 141,16h^4; J_y = 55,4h^4; y_0 = 3,26h;$$

$$a_1 = 3,26h; W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} = \frac{141,16h^4}{4,24h} = 33,3h^3;$$

$$W_y = \frac{J_y}{x_{\max}} = \frac{55,4h^4}{3h} = 18,5h^3; F^* = 22,1h^2.$$

Определяем максимальный прогиб ротора. Полагаем, что максимальное значение прогиба ротора возникает приблизительно в его средней части между опорами.

При вычислении прогиба используем энергетический метод, для чего переменную часть сечения ротора разбиваем на десять участков и полагаем, что в пределах данного участка жесткость EJ_i ($i = 10$) = const. Далее, используя способ Верещагина перемножения эпюр, находим максимальный прогиб в среднем пролете ротора.

Приближенная формула для определения предположительного максимального прогиба имеет вид:

$$f_{\max} = \frac{0,01750Rl^3}{EJ_0} + \frac{0,0815Rl^3}{E(J_x \cos^2 \varphi + J_y \sin^2 \varphi)} \leq [f]. \quad (2.47)$$

Здесь R – касательная сила сопротивления; l_0 – расстояние между опорами; J_0 – моменты инерции кольцевого сечения ротора; J_x, J_y – моменты инерции сечения овального ротора; φ – текущий угол сечения витка лопасти, изменяющегося вдоль оси z ротора; $[f]$ – допускаемое значение прогиба ротора.

Пример расчета ротора резиносмесителя марки ДРС–140.

Исходные данные:

$$N_s = 600 \text{ кВт}; n_1 = 19,7 \text{ об/мин}; n_2 = 16,7 \text{ об/мин}; D = 0,554 \text{ м};$$

$$l = 0,8 \text{ м}; l_1 = 0,57 \text{ м}; l_2 = 0,34 \text{ м}; \alpha = 37^\circ; \gamma = 52^\circ;$$

$$f = n_1/n_2 = 1,18; \eta = 0,668; l_4 = 0,4 \text{ м}; l_3 = 0,3 \text{ м}; l_0 = 1,4 \text{ м};$$

$$q_G = 7,15 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; D_k = 0,9 \text{ м}; P_k = \frac{2M_c}{D_k}; R_k = P_k \operatorname{tg} 20^\circ.$$

Материал ротора Сталь 40Л; $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ [27]; $[f] = 2,0 \text{ мм}$; $h = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}$.

По формулам (2.29) и (2.30) определяем момент вращения ротора и силу сопротивления:

$$M_c = \frac{1,25 \cdot 0,668 \cdot 600 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 16,7}{30} \cdot (1 + 1,18)} = 131,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R = \frac{2M_c}{D} = \frac{2 \cdot 131,5 \cdot 10^3}{0,55} = 478 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления на каждую лопасть (2.31) и (2.32):

$$R_1 = R_2 \frac{l_1}{l_2} = 1,68 R_2; \quad R = R_1 + R_2; \quad R = 2,68 R_2;$$

$$R_2 = 178,36 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad R_1 = 299,64 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Распределенные нагрузки по длине каждого гребня (2.33):

$$p_1 = \frac{R_1}{\cos \alpha l_1} = \frac{299,64 \cdot 10^3}{0,798 \cdot 0,57} = 658 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

$$p_2 = \frac{R_2}{\cos \gamma l_2} = \frac{178,36 \cdot 10^3}{0,615 \cdot 0,34} = 852 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

Силы в зацеплении зубчатых колес:

$$P_k = 292 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad R_k = 106 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Реакции в плоскостях YOZ и XOZ от распределенных усилий (2.16), сил зацепления на колесе и собственного веса ротора определим по формулам (2.35) – (2.38):

$$R_{Ax} = 330,19 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad R_{Ay} = -155,9 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$R_{Bx} = -38,13 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad R_{By} = -21,16 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Проверка реакций на соответствие на оси x и y должна выполняться тождественно $(\sum P_{xi} = 0; \sum P_{yi} = 0)$.

Используя формулы (2.39) – (2.44), строим эпюры изгибающих и крутящего моментов по длине вала ротора (рис. 2.12, з).

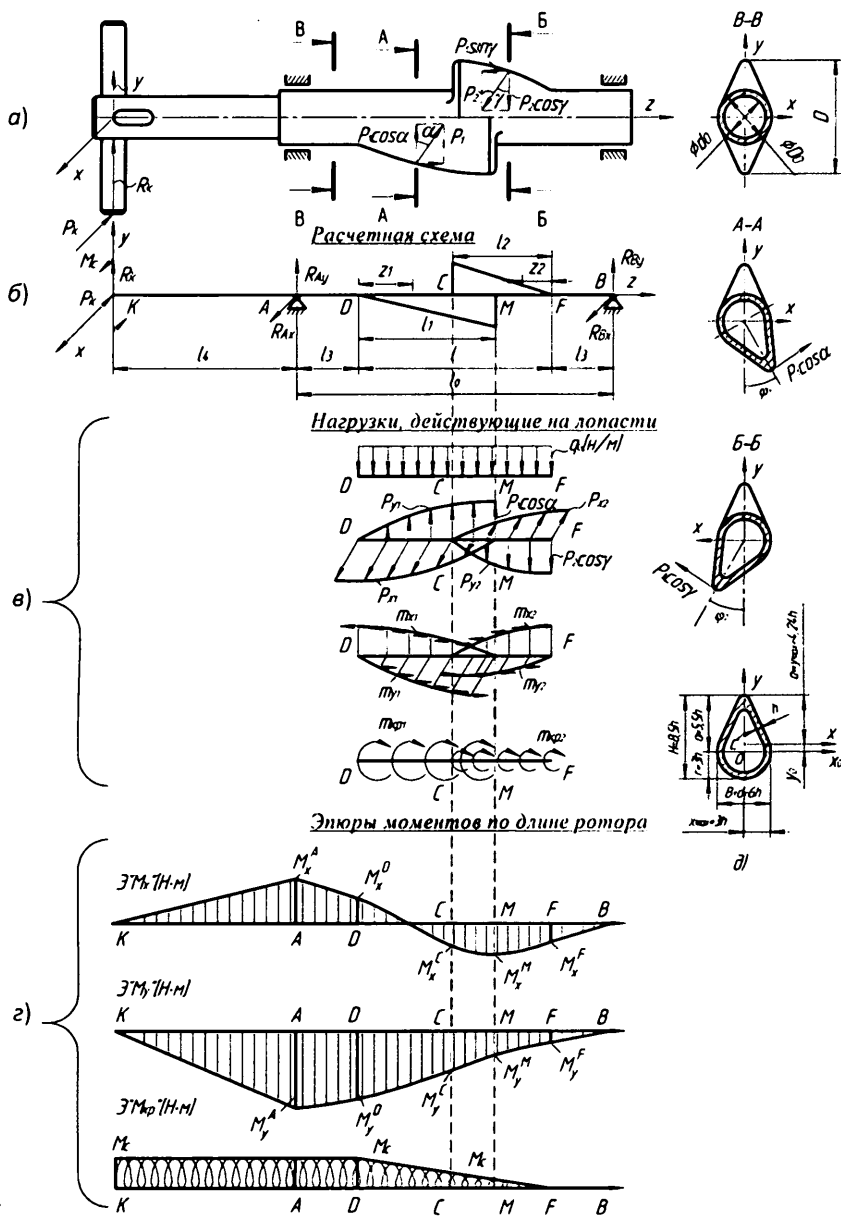


Рис. 2.12. Общий вид вала ротора и его расчетная схема

На основании анализа построения эпюр изгибающих и крутящего моментов по длине ротора заключаем, что наиболее опасными сечениями ротора являются:

– сечение в опоре А

$$M_x = 42,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_y = 116,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{кр} = 131,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– сечение D в месте расположения гребня

$$M_x = 27,11 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_y = 105,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{кр} = 131,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Возникающие эквивалентные напряжения по четвертой гипотезе прочности в упомянутых сечениях равны соответственно 76,98 МПа и 91,1 МПа против напряжений 71 МПа и 69 МПа, приведенных в [21].

Перенапряжение составляет

$$\frac{91,1 - 69}{69} \cdot 100\% \approx 32\%.$$

Проведенные эксперименты по определению максимального напряжения в наиболее опасном сечении D в месте перехода от кольцевой шейки к профильной части ротора подтвердили правильность расчета напряжений по предложенной методике. Полученные экспериментальные напряжения для промышленного варианта ротора резиносмесителя ДРС–140 составили $\sigma_{\text{эксп}} = 85 \text{ МПа}$ [27], что на 7,2% меньше от расчетного напряжения $\sigma_{\text{расч}} = 91,1 \text{ МПа}$.

Максимальный прогиб, вычисленный по формуле (2.47) при $\varphi = 90^\circ$, ($Z_1 = 0,46 \text{ м}$), составил

$$\begin{aligned} f_{\max} &= \frac{0,01750 R l^3}{E J_0} + \frac{0,0815 R l^3}{E (J_x \cos^2 \varphi + J_y \sin^2 \varphi)} = \\ &= \left(\frac{0,0175}{3,52} + \frac{0,0815}{2,27} \right) \frac{478 \cdot 10^3 \cdot (800)^3}{2 \cdot 10^5 - 10^8} = 0,5 \text{ мм} < [f] = 2 \text{ мм}, \end{aligned}$$

что превышает на $\frac{0,5 - 0,362}{0,362} \cdot 100\% = 38\%$ значение максимального прогиба, вычисленного по [21].

Итак, предложенная уточненная методика расчета позволяет более достоверно исследовать напряженно-деформированное состояние элементов ротора двухроторных резиносмесителей и правильно выбрать основные геометрические параметры сечений ротора.

2.3. Расчет основных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей с учетом минимизации полезной мощности

2.3.1. Выбор параметров управления

Выбор параметров управления осуществляется в результате теоретического анализа влияния технологических параметров процесса смешения и геометрических размеров шнекового оборудования на функции состояния.

В качестве функций состояния принимаем технологическую мощность N и производительность шнековой машины Q , которые рассчитываются по уравнениям, приведенным в [9, п. 2.4 и 2.5, 28].

Влияние конструктивных и технологических параметров двухшнековой машины рассмотрено на примере получения клеевой композиции (80%-ная смесь натурального каучука «смокед-шитс» и растворителя «нефрас») со следующими физико-механическими и реологическими свойствами: $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ – плотность клеевой композиции; $m_0 = 27,5 \text{ кПа} \cdot \text{с}^{n_r}$; $n_r = 0,49$ – мера консистенции и индекс течения клеевой композиции; $T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} = T_{\text{пср}} = 293 \text{ К}$ – температура входа и выхода клеевой композиции (температура переработки); $\Delta P = 5 \text{ МПа}$ – перепад давления по длине рабочих органов (шнеков).

Исходя из анализа линий уровня функций состояния, производится выбор параметров управления для оптимизации процесса и конструкции оборудования смешения высоковязких композиций. Рассматривая влияние каждого из основных технологических (ω) и конструктивных (φ , h , D , δ , e , e_k) параметров на величину изменения функций состояния (N , Q), выбираем в качестве параметров управления следующие варьируемые величины: угол наклона винтовой линии шнека φ ; его глубину винтового канала h ; наружный диаметр D ; угловую скорость ω ; ширину гребня шнека e ; ширину смесительных дисков (эксцентриковых насадок) e_k .

2.3.2. Оптимизация процесса и оборудования смешения высоковязких композиций

Математическая формулировка задачи оптимизации состоит в следующем.

Пусть \bar{x} – переменные управления; \bar{y} – переменные состояния; $F(\bar{x}, \bar{y})$ – целевая функция; $R(\bar{x}, \bar{y})$ – функции ограничения. Необходимо найти такие значения переменных управления \bar{x} , переменных

состояния \bar{y} , чтобы целевая функция F достигала своего экстремального значения. Необходимым требованием успешного решения данной задачи является возможность расчета оптимальных конструктивных размеров двухшнекового оборудования и технологических параметров процесса смешения при переработке конкретных полимерных композиций.

Таким образом, конкретная постановка задачи оптимизации процесса и оборудования смешения высоковязких композиций заключается в нахождении значений конструктивных и технологических параметров, при которых критерий оптимизации (технологическая мощность) стремится к минимуму

$$[F = N(\varphi, h, D, \omega, e, e_k)] \rightarrow \min \quad (2.48)$$

при выполнении условий в виде ограничений (2.49) – (2.51):

- прочность материала (жесткость, устойчивость) шнека

$$R(\varphi, h, D, \omega, e, e_k) \leq [\sigma]; \quad (2.49)$$

- производительность двухшнекового смесителя

$$Q_{\text{зад}} = Q(\varphi, h, D, \omega, e, e_k); \quad (2.50)$$

- диапазон изменения параметров управления

$$\left. \begin{aligned} D_l &\leq D \leq D'; \\ \varphi_l &\leq \varphi \leq \varphi'; \\ Dk_{hl} &\leq k_h D \leq Dk_{h'}; \\ \omega_l &\leq \omega \leq \omega'; \\ Dk_{el} &\leq k_e D \leq Dk_{e'}; \\ Dk_{ekl} &\leq k_{ek} D \leq Dk_{ek'}; \end{aligned} \right\} \quad (2.51)$$

где $\varphi_l, Dk_{hl}, D_l, \omega_l, Dk_{el}, Dk_{ekl}$ и $\varphi', Dk_{h'}, D', \omega', Dk_{e'}, Dk_{ek'}$ – соответственно, левая и правая границы изменения конструктивных (φ, h, D, e, e_k) и технологического (ω) параметров; $k_{hl}, k_{el}, k_{ekl}, k_{h'}, k_{e'}, k_{ek'}, k_h, k_e, k_{ek}$ – соответственно коэффициенты, учитывающие левую, правую границы изменения и начальные значения конструктивных параметров (h, e, e_k); $Q_{\text{зад}}$ – заданное значение производительности двухшнековой машины; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала шнека (допускаемый прогиб, коэффициент запаса по устойчивости).

Для решения уравнений (2.48) – (2.51) применялся метод скользкого допуска [13], реализуемый программой на языке Бейсик. Получены значения оптимальных конструктивных (φ , h , D , e , e_k) и технологических (ω , N) параметров в виде графических зависимостей от производительности двухшнековой машины Q .

При проектировании нового оборудования принимались следующие исходные данные: $D = 0,04 \dots 0,1$ м; $\varphi = (4 \dots 6)^\circ$; $k_{h'} = 0,12$; $k_{h'}' = 0,18$; $\omega = (1,05 \dots 10,5) \text{ с}^{-1}$; $k_{e'} = 0,02$; $k_{e'}' = 0,1$; $k_{ek'} = 0,02$; $k_{ek'}' = 0,1$; $\Delta P = 5$ МПа; $\delta = 0,01D$ м; $z = 10$ – число витков винтовой нарезки шнека; $n_k = 45$ – число пар смесительных дисков (кулачков), а также начальные значения параметров управления: $D_0 = 0,1$ м; $\varphi_0 = 4^\circ$; $h_0 = 0,12D$ м; $\omega_0 = 1,05 \text{ с}^{-1}$; $e_0 = 0,02D$ м; $e_{k0} = 0,02D$.

Расчеты проведены на примере смешения клеевой композиции (80%-ная смесь натурального каучука «смокед-шитс» и растворителя «нефрас») со следующими физико-механическими и реологическими свойствами: $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $m_o = 27,5 \text{ кПа} \cdot \text{с}^{n_r}$; $n_r = 0,49$ – плотность, мера консистенции и индекс течения клеевой композиции, соответственно; $T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} = T_{\text{иср}} = 293 \text{ К}$ – температура входа и выхода клеевой композиции (температура окружающей среды); $\Delta P = 5$ МПа – перепад давления по длине рабочих органов (шнеков).

При усовершенствовании существующего оборудования принимались следующие исходные и начальные данные: $D = 0,04$ м; $\varphi = (4 \dots 6)^\circ$; $k_{h'} = 0,12$; $k_{h'}' = 0,18$; $\omega = (1,05 \dots 10,5) \text{ с}^{-1}$; $k_{e'} = 0,02$; $k_{e'}' = 0,1$; $k_{ek'} = 0,02$; $k_{ek'}' = 0,1$; $\Delta P = 5$ МПа; $\delta = 0,01D$ м; $\varphi_0 = 4^\circ$; $h_0 = 0,12D$ м; $\omega_0 = 1,05 \text{ с}^{-1}$; $e_0 = 0,02D$ м; $e_{k0} = 0,02D$; $z = 10$ – число витков винтовой нарезки; $n_k = 45$ – число пар смесительных дисков (кулачков).

Согласно кривым на рис. 2.13, 2.14, при увеличении производительности двухшнековой машины Q , технологическая мощность N увеличивается главным образом за счет увеличения угловой скорости шнека ω и его диаметра D , так как при этом возрастают затраты энергии на транспортирование перерабатываемого материала по винтовому каналу, компенсацию потерь вследствие перепада давления по длине шнека, трение в зазоре δ .

Разработана программа для расчета на ЭВМ (прил. 1, программа 6) [29], позволяющая определять оптимальные технологические парамет-

ры процесса и конструктивные размеры оборудования получения высоковязких композиций. Порядок работы программы 6 поясняется табл. 1 и схемой алгоритма (рис. 2.15).

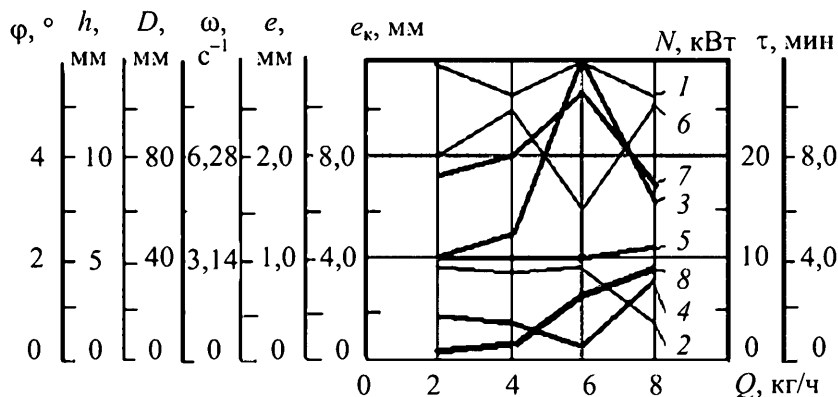


Рис. 2.13. Зависимости оптимальных конструктивных (1 – φ , 2 – h , 3 – D , 5 – e , 6 – e_k) и технологических (4 – ω , 8 – N , 7 – τ) параметров от производительности Q

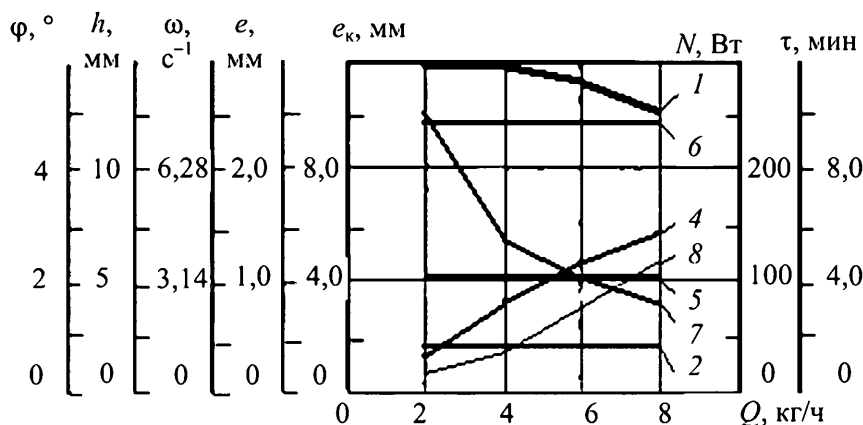
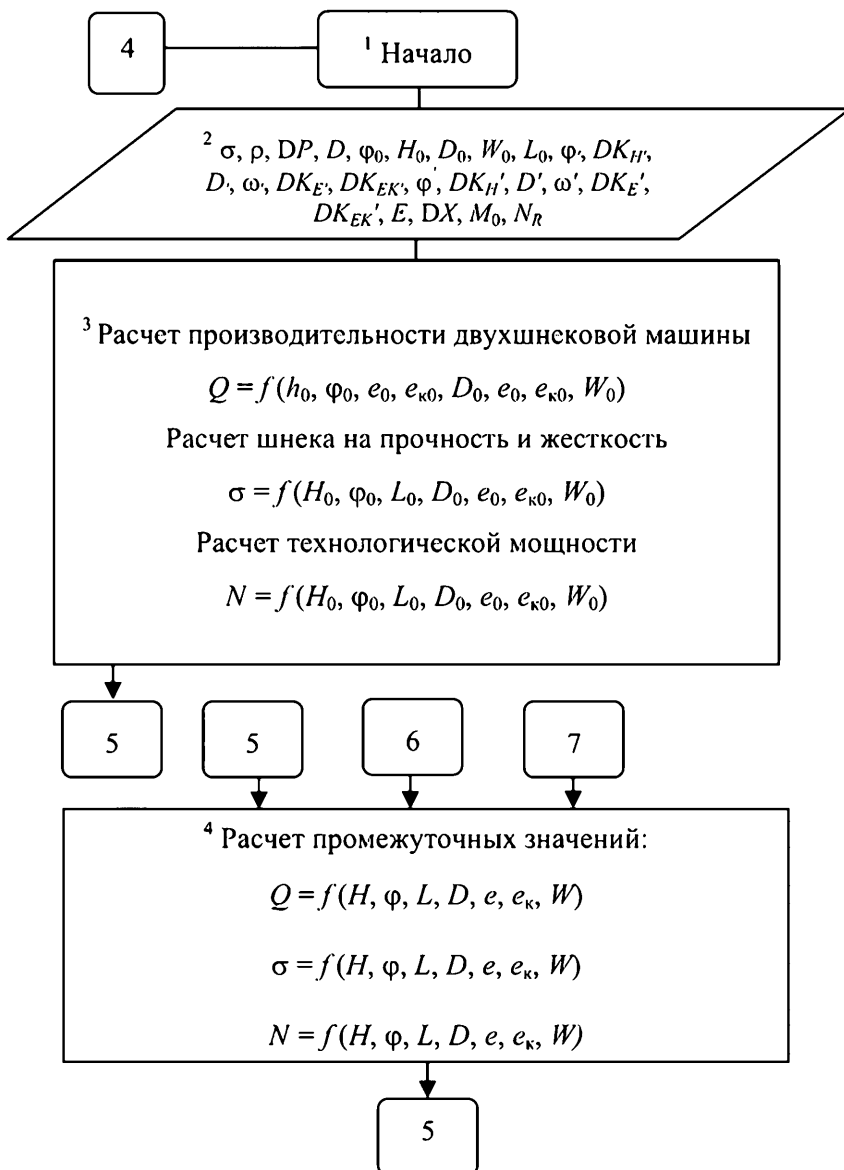


Рис. 2.14. Зависимости оптимальных конструктивных (1 – φ , 2 – h , 5 – e , 6 – e_k) и технологических (4 – ω , 8 – N , 7 – τ) параметров от производительности Q при $D = 0,04$ м

**2.3.3. Описание блок-схемы алгоритма расчета
оптимальных технологических параметров
процесса и конструктивных размеров оборудования для смешения
высоковязких композиций**



**Рис. 2.15. Блок-схема алгоритма расчета оптимальных
технологических параметров процесса и конструктивных размеров
оборудования для смешения высоковязких композиций**

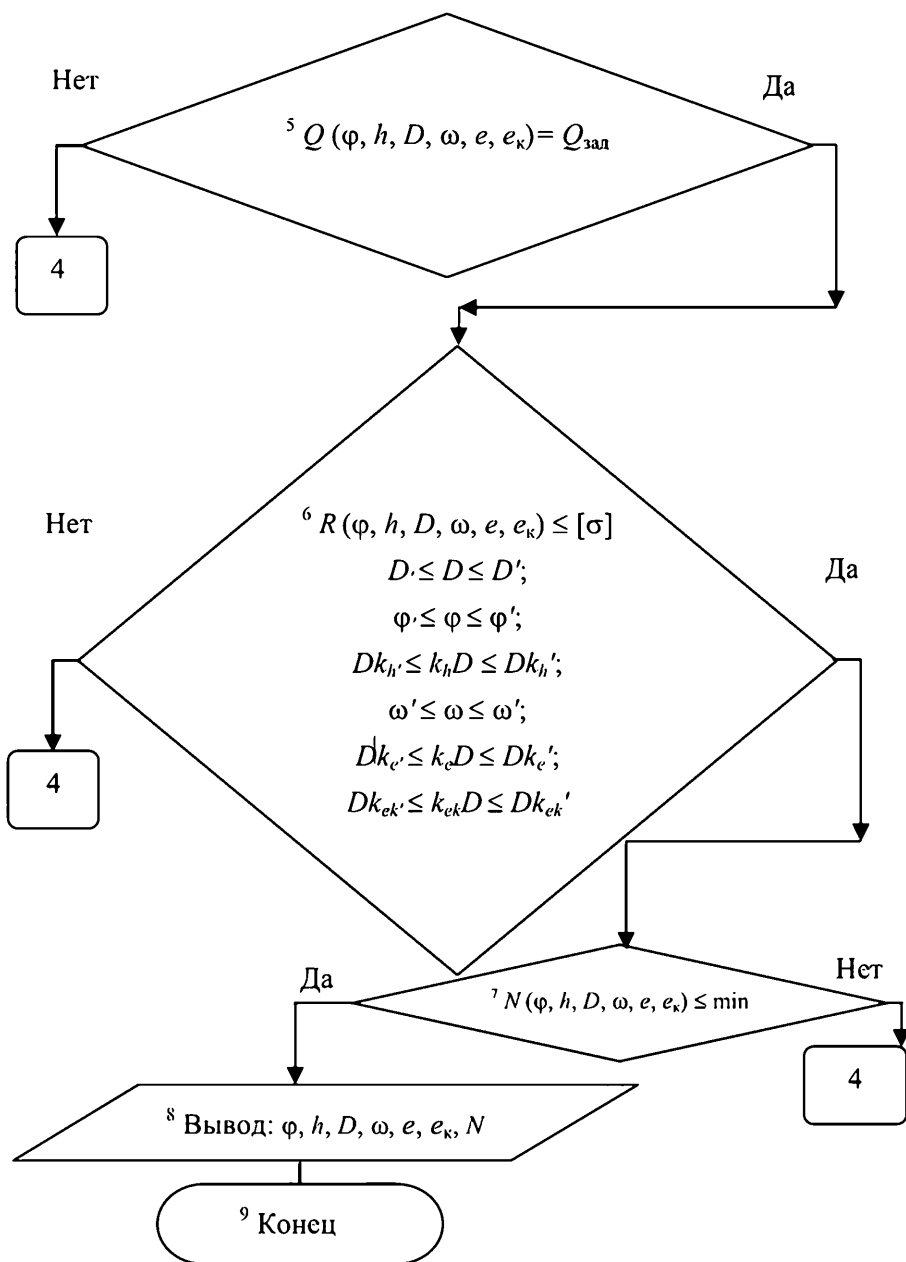


Рис. 2.15. Окончание

2.1. Идентификаторы к программе 6

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Диаметр шнека, м	D	DG
2. Диаметр сердечника шнека, м	$d_{\text{в}}$	dGv
3. Длина нарезной части шнека, м	$l_{\text{н}}$	Lv
4. Межцентровое расстояние между шнеками, м	A	AA
5. Плотность высоковязкой композиции, кг/м^3	ρ	RO
6. Мера консистенции высоковязкой композиции, $\text{Па} \cdot \text{с}^{n_r}$	$m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{04},$	ETA1, ETA2, ETA3, ETA4,
7. Индекс течения высоковязкой композиции	$n_{r1}, n_{r2}, n_{r3}, n_{r4}$	pm1, pm2, pm3, pm4,
8. Функции ограничения	R	R
9. Общее число переменных	N_x	Nx
10. Общее число ограничений в виде равенств	N_c	Nc
11. Общее число ограничений в виде неравенств	N_{ic}	Nic
12. Число витков, шт	z	ZV
13. Заданная производительность шнековой машины, кг/ч	Q	QZ
14. Угол захвата, \dots°	α	ALF
15. Число пар кулачков, шт.	n_k	nk l
16. Угол наклона винтовой линии шнека, \dots°	φ	FI
17. Средний диаметр шнека, м	$D_{\text{ср}}$	DGs
18. Длина занятая смесительными дисками, м	$l_{\text{д}}$	LD
19. Шаг винтовой нарезки шнека, м	t	tl

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
20. Глубина винтового канала шнека, м	h	h
21. Распределение давления по длине шнека, Па	ΔP	PGI
22. Частота вращения шнеков, с^{-1}	n	nwl
23. Число пар смесительных дисков (кулачков)	n_k	nk1
24. Касательное напряжение, Па	$\tau(x)$	TAU
25. Модуль упругости 1 рода, Па	E	E
26. Допускаемое напряжение, Па	$[\sigma]$	SIG
27. Допускаемый прогиб, м	$[W]$	WDOP
28. Плотность материала шнека, кг/м^3	ρ_1	ROI
29. Ускорение свободного падения, м/с^2	g	gu
30. Изгибающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$	M_{II}	Miz
31. Крутящий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$	$M_{кр}$	MKR
32. Эквивалентное напряжение, Па	$\sigma_{эkv}$	SIGEKV
33. Технологическая мощность, Вт	N	N
34. Угловая скорость шнеков $\omega = 2\pi n, \text{с}^{-1}$	ω	nwl
35. Максимальный прогиб шнека, м	f_{\max}	fmax
36. Суммарный средний коэффициент заполнения	K	KKI
37. Эффективный градиент скорости сдвига, с^{-1}	grad ϑ_1 , grad ϑ_2 , grad ϑ_3 , grad ϑ_4	GRADV1, GRADV2, GRADV3, GRADV4
38. Зазор, м	δ	det

2.3.4. Методика инженерного расчета оптимальных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей

Авторами разработана следующая методика инженерного расчета оптимальных технологических и конструктивных параметров двухшнековых смесителей.

1. Необходимые для расчета исходные данные: m_0 ; n_r , ρ – соответственно реологические константы и плотность высоковязкой композиции при температуре переработки $T_{\text{пер}}$; $v = -\frac{dV_c}{d\tilde{n}}$ – коэффициент изменения качества смеси за один оборот шнеков; $x_{i'} \leq x_i \leq x'_i$ – границы изменения варьируемых параметров и их начальные значения ($i = 1 \dots 5$); ΔP – перепад давления по длине шнека; Q – производительность шнековой машины; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала шнека; J – индекс качества смеси (0,65...0,95).

2. Постановка задачи расчета.

Вариант 1. Разработка производства высоковязких полимерных композиций экструзионным методом и проектирование нового оборудования.

Вариант 2. Модернизация существующего процесса и оборудования при производстве высоковязких полимерных композиций.

3. По уравнениям [9, пп. 2.4 и 2.5] при условии минимизации технологической мощности и соответствующих исходных данных и ограничениях (2.48) – (2.51) с помощью программного обеспечения (см. прил. 1, программа б) определяются:

- вариант 1 – оптимальные технологические (ω , N) и конструктивные (φ , h , D , e , e_k) параметры;
- вариант 2 – оптимальные технологические (ω , N) и конструктивные (φ , h , e , e_k) параметры.

В случае если не будет найдено решение, то необходимо либо расширить границы изменения параметров управления, либо изменить заданный технологический режим процесса.

По данной методике проведен пример расчета.

1. Числовые значения исходных данных см. п. 1.4.2.
2. Постановка задачи расчета. Вариант 1. Вариант 2.
3. Вариант 1 – результаты оптимизации см. рис. 2.13; вариант 2 – результаты оптимизации см. рис. 2.14.

2.4. МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕРАБОТКИ ВЫСОКОВЯЗКИХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИЙ С УЧЕТОМ МИНИМИЗАЦИИ ДЛИНЫ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

2.4.1. Математическая модель процесса смешения

Как уже было отмечено выше, в настоящее время не существует надежных инженерных методик, позволяющих рассчитывать потоки высоковязких полимерных композиций в рабочих органах смесителей, сконструированных по модульному принципу из элементов различной конфигурации. Несмотря на успехи в создании нелинейных теорий, накоплено очень мало количественной информации. Кроме того нелинейные теории поведения материалов приводят к нелинейным уравнениям, а это означает, что классические методы анализа становятся неприменимыми. Число точных решений нелинейных задач по нелинейному поведению материалов невелико, и они, все без исключения, относятся лишь к телам простейших геометрических форм при традиционных граничных условиях [30 – 32].

Предлагается перейти к анализу элементарных стадий процесса и находить решения дифференциальных уравнений в каждом конкретном случае с учетом конкретных же условий воздействия рабочих органов на перерабатываемый материал.

Такой подход позволяет избежать ряда упрощений, что заранее снижает точность конечного результата, например, сведение профиля каналов шнека к некоторым стандартным идеальным случаям (к течению аномально-вязкой жидкости между параллельными пластинами или коаксиальными цилиндрами). Кроме этого учет геометрии рабочих органов и законов их движения во времени даст возможность более удобной оптимизации формы смесительных насадок, основываясь при этом на таких критериях, как качество и продолжительность смешения.

Предлагаемый способ моделирования дает возможность не просто математически связать исходные реологические характеристики перерабатываемого материала и конструктивные параметры рабочих органов с качеством готового продукта и технологическими характеристиками оборудования, но и наглядно продемонстрировать ход процесса смешения на мониторе компьютера.

Большинство экспериментальных работ [1, 8, 13, 33] подтверждают тот факт, что основное смесительное воздействие происходит именно при поперечном движении материала, поэтому заменим трехмерный объемный поток материала в рабочих органах смесителя

двумя составляющими: продольным потоком в направлении оси смесителя (этот поток создается и зависит от напорных и обратных винтовых насадок) и поперечным потоком, который создается смесительными насадками.

Для расчета продольной составляющей потока, обеспечивающей продвижение композиции в направлении выходного отверстия смесителя и влияющей на среднее время пребывания материала в том или ином поперечном срезе канала за основу были использованы уже известные методики, проверенные на практике и показавшие хорошее соответствие теоретических и экспериментальных результатов [31, 34, 35].

Картина движения перерабатываемой композиции в поперечном сечении смесителя чрезвычайно сложна. Поэтому для ее исследования и моделирования был использован метод конечных элементов (МКЭ) как один из современных методов, дающих хорошие результаты при численном решении систем дифференциальных уравнений, описывающих различные физические процессы. Сплошная среда с бесконечным числом степеней свободы представляется как дискретная модель, имеющая конечное число степеней свободы. При этом, если удовлетворяются некоторые условия полноты, то с увеличением числа конечных элементов и уменьшением их размеров поведение дискретной системы приближается к поведению «непрерывной системы», т.е. рассматриваемой сплошной среды.

Учитывая сказанное выше, для моделирования процесса смешения в поперечном сечении рабочих органов было предложено использовать МКЭ, модифицированный применительно к данному случаю.

Продольная составляющая трехмерного потока определяет среднее время пребывания материала в зонах с различными конфигурациями смесительных элементов (кулачков). Зная это время и рассчитав смесительное воздействие для каждой из зон, и, следовательно, изменения в степени неоднородности композиции в начале и конце каждой зоны, можно определить качество продукта, получаемого в смесителе с конкретными конструктивными характеристиками.

Для оценки качества смешения принят коэффициент неоднородности смеси, рассчитываемый по соотношению

$$V_c = \frac{100}{\bar{C}} \sqrt{\left[\frac{1}{N-1} \right] \sum_{i=1}^N (C_i - \bar{C})^2}, \quad (2.52)$$

где N – число замеров текущей концентрации C_i индикатора в контролируемом микрообъеме смеси, разделенных интервалом Δt ; \bar{C} – среднее арифметическое значение концентрации.

2.4.1.1. Продольная составляющая трехмерного потока материала в смесителе

Средняя условная скорость перемещения перерабатываемого материала вдоль оси аппарата с рабочими органами в виде винтовых шнеков может быть определена по формуле

$$\bar{v} = \frac{L}{\bar{t}}, \quad (2.53)$$

где L – общая длина рабочей зоны смесителя; \bar{t} – среднее время пребывания материала в смесителе.

Общее среднее время пребывания материала в смесителе складывается из времен пребывания его в различных зонах

$$\bar{t} = \sum_{i=1}^n \bar{t}_i, \quad (2.54)$$

где \bar{t} – общее время пребывания материала в смесителе; \bar{t}_i – время пребывания материала в i -й зоне; n – количество зон.

Для расчета \bar{t}_i можно использовать формулу

$$\bar{t}_i = \frac{V_i}{Q_{V_i}}, \quad (2.55)$$

где V_i – объем i -й зоны; Q_{V_i} – объемная производительность i -й зоны.

Подставив (2.55) в (2.54), получим

$$\bar{t} = \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{Q_{V_i}}. \quad (2.56)$$

Учитывая, что

$$Q_{V_i} = \frac{Q_{m_i}}{\rho_i}, \quad (2.57)$$

где Q_{m_i} – массовая производительность i -й зоны; ρ_i – плотность композиции в i -й зоне.

Вследствие условия неразрывности потока для установившегося процесса производительность каждой зоны Q_{m_i} равна общей производительности смесителя Q_m . Кроме того

$$V_i = L_i S_i, \quad (2.58)$$

где L_i – длина i -й зоны; S_i – площадь поперечного сечения i -й зоны.

Таким образом, окончательно имеем

$$\bar{t} = \frac{\sum_{i=1}^n L_i S_i \rho_i}{Q_m} . \quad (2.59)$$

Условную скорость перемещения материала в продольном направлении можно определить из соотношения

$$\bar{v} = \frac{L_p Q_m}{\sum_{i=1}^n L_i S_i \rho_i} , \quad (2.60)$$

где L_p – длина рабочих органов.

Следует отметить, что учесть и тот факт, что рабочие органы помимо напорных и обратных шнековых насадок набраны также и из смесительных кулачков. Поэтому для корректного использования описанного выше подхода необходимо рассчитать дополнительное гидравлическое сопротивление, появившееся после того, как если бы мы мысленно заменили часть винтового шнека смесительными кулачками. Так как после напорных винтовых насадок материал последовательно проходит через зоны, представляющие собой совмещенные цилиндрические каналы, перекрытые кулачками различной формы, то для расчета гидравлического сопротивления рассматривается аналогия между этими каналами и формирующей головкой. Иными словами, гидравлическое сопротивление той части шнека, которая расположена за напорными насадками, определяются по методикам, предназначенным для расчета гидравлического сопротивления формирующих головок. Учитывая уменьшение продольной скорости перемещения материала из-за увеличения гидравлического сопротивления, найдем зависимость изменения производительности для данного рабочего органа относительно «полностью» винтового шнека от изменения перепада давлений на участке со смесительными насадками в виде

$$Q_m^{(k)} = k Q_m^{(w)} , \quad (2.61)$$

где $k = f(\Delta P)$ – коэффициент уменьшения производительности, зависящий от перепада давлений на участке со смесительными кулачками.

В итоге формула для определения фактической продольной скорости перемещения материала примет вид

$$\bar{v} = \frac{L_p k Q_m^{(w)}}{\sum_{i=1}^n L_i S_i \rho_i} . \quad (2.62)$$

Производительность двухшнекового смесителя с зацепляющимися однозаходными шнеками можно рассчитать по формуле Шенкеля [34, 36]:

$$Q_V = \frac{\omega}{\pi} \left\{ \pi H(D-H) - \frac{D}{2} \left[D \frac{\alpha}{2} - (D-H) \sin \frac{\alpha}{2} \right] \right\} \frac{B}{\cos \varphi}, \quad (2.63)$$

где $\alpha = \arccos \frac{D-H}{2D}$ – угол сопряжения шнеков.

Реальная производительность будет меньше рассчитанной по этой формуле на величину, вызванную потоками утечек.

Назовем условно ту часть шнека, которая набрана из винтовых насадок, «транспортирующей», а набранную из кулачковых насадок – «смесительной».

Определим вначале коэффициент геометрической формы смесительной части шнека. При этом ее профиль в разных зонах будем рассматривать как состоящий из каналов простейших форм.

Коэффициенты геометрической формы каналов простейшей формы с произвольным сечением могут быть определены по соотношению [35]

$$K_{\text{пр}} = \frac{F_i^3}{2L_i \Pi_i^2}, \quad (2.64)$$

где F_i – площадь сечения канала, м^2 ; L_i – длина зоны, м; Π_i – периметр канала, м.

Перепад давления в канале простейшей формы при известных значениях производительности машины и коэффициенте геометрической формы канала определим по следующему соотношению:

$$\Delta P_i = \frac{Q_{V_i} \bar{\mu}_3^i}{k_i}, \quad (2.65)$$

где Q_{V_i} – объемная производительность i -й зоны, $\text{м}^3/\text{с}$; $\bar{\mu}_3^i$ – средняя эффективная вязкость материала в канале простейшей формы, $\text{кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

Принимаем зависимость эффективной вязкости от скорости сдвига $\dot{\gamma}$ и температуры T в виде

$$\mu_3 = m_0 e^{\frac{E}{RT}} \dot{\gamma}^{n-1}, \quad (2.66)$$

где m_0 – коэффициент, зависящий от природы жидкости, $\text{МПа}/\text{с}^n$; E – энергия активации, $\text{кДж}/\text{моль}$; R – универсальная газовая постоянная; T – температура, К; n – индекс течения.

Скорости сдвига рассчитываются для тех же каналов, для которых определялись коэффициенты геометрической формы k_i .

Расчетное уравнение для средней скорости сдвига в канале произвольной формы имеет вид

$$\dot{\gamma} = \frac{2Q_{V_i} \Pi}{F^2}. \quad (2.67)$$

Далее определяем общий перепад давления в смесительной части рабочих органов, который равен сумме перепадов на отдельных участках с различной конфигурацией смесительных кулачков,

$$\Delta P_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i. \quad (2.68)$$

Для этих расчетов необходимо знать площади сечения и периметры каналов, входящих в формулу (2.54), поэтому запишем соотношения для расчета упомянутых величин в различных зонах.

Формулы для расчета свободной площади поперечного сечения соответствующих зон имеют вид (рис. 2.16, 2.17):

- для эллиптических кулачков

$$S_{\text{эл}} = S_0 - 2\pi a_{\text{эл}} b_{\text{эл}}, \quad (2.69)$$

где $a_{\text{эл}}$ и $b_{\text{эл}}$ – размеры соответственно большой и малой полуосей эллипса;

- для эксцентриковых кулачков

$$S_{\text{эксц}} = S_0 - 2\pi r_{\text{эксц}}^2, \quad (2.70)$$

где $r_{\text{эксц}}$ – диаметр кулачка;

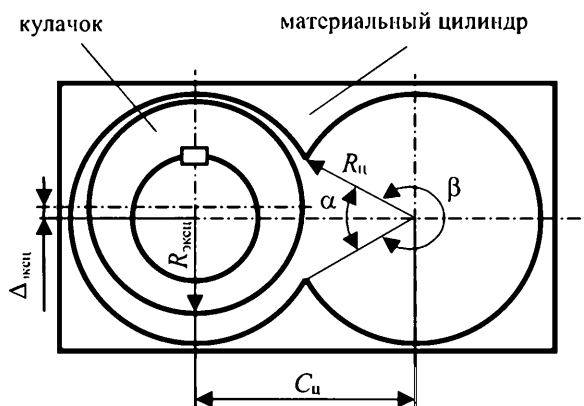


Рис. 2.16. К расчету геометрических параметров эксцентриковых кулачков

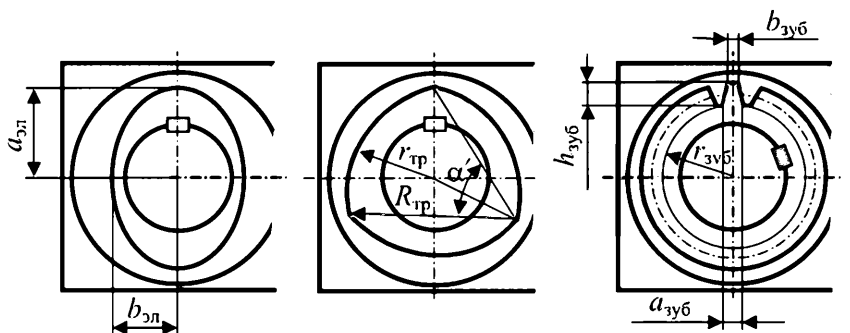


Рис. 2.17. К расчету геометрических параметров эллиптических, треугольных и зубчатых кулачков

- для треугольных кулачков

$$S_{\text{тр}} = S_0 - 2 \left(\frac{3r_{\text{тр}}^2}{4} + \frac{3R_{\text{тр}}^2 (\alpha' - \sin \alpha')}{2} \right), \quad (2.71)$$

где $\alpha' = 2 \arcsin \frac{r_{\text{тр}} \sqrt{3}}{2R_{\text{тр}}}$;

- для зубчатых кулачков

$$S_{\text{зуб}} = S_0 - 2 \left(\pi r_{\text{зуб}}^2 + n_{\text{зуб}} \frac{(a_{\text{зуб}} + b_{\text{зуб}}) h}{2} \right). \quad (2.72)$$

В соотношениях (2.69) – (2.72) S_0 – площадь поперечного сечения материального цилиндра, рассчитываемая по соотношению

$$S_0 = R_{\text{ц}}^2 (2\pi - \alpha + \sin \alpha), \quad (2.73)$$

где $\alpha = 2 \arccos \frac{C_{\text{ц}}}{2R_{\text{ц}}} \approx 1,01 \text{ рад } (58^\circ)$.

Расчет значений Π_i для упомянутых зон проводим по формулам:

- для эллиптических кулачков

$$\Pi_{\text{эл}} \approx \Pi_0 + 2\pi \left[1,5(a_{\text{эл}} + b_{\text{эл}}) - \sqrt{a_{\text{эл}} b_{\text{эл}}} \right]; \quad (2.74)$$

- для эксцентриковых кулачков

$$\Pi_{\text{эксц}} = \Pi_0 + 4\pi r_{\text{эксц}}; \quad (2.75)$$

- для треугольных кулачков

$$\Pi_{\text{эксц}} = \Pi_0 + 6\alpha' R_{\text{тр}}; \quad (2.76)$$

- для зубчатых кулачков

$$P_{\text{зуб}} \approx P_0 + 4n_{\text{зуб}} \left(b_{\text{зуб}} + \frac{h}{\cos \alpha''} \right), \quad (2.77)$$

$$\text{где } \alpha'' = \arctg \frac{a_{\text{зуб}} - b_{\text{зуб}}}{2h_{\text{зуб}}}.$$

В соотношениях (2.73) – (2.76) P_0 – внутренний периметр поперечного сечения материального цилиндра, рассчитываемый по соотношению

$$P_0 = 2(2\pi - \alpha) R_{\text{и}}, \quad (2.78)$$

$$\text{где } \alpha = 2 \arccos \frac{C_{\text{и}}}{2R_{\text{и}}}.$$

Таким образом, рассчитав скорость движения материала в продольном направлении для шнеков без смесительных элементов и экспериментально определив реальную для рабочих органов с кулачковыми насадками, а также рассчитав для них суммарный перепад давления, можно вывести эмпирическую формулу для уже упоминавшейся зависимости $k = f(\Delta P)$ и с учетом этого определить производительность $Q_m^{(к)}$.

2.4.1.2. Течение материала в поперечном сечении смесителя

Для описания процесса течения полимера в рабочих зазорах различных зон, выберем в поперечном сечении смесителя следующие системы прямоугольных координат (три статические и две вращающиеся). Статическая система координат (X, Y) с центром, совпадающим с продольной осью симметрии всего аппарата; две статические системы («левая» и «правая»), их центры совпадают с осями каждого из шнеков – $(x_{\text{лс}}, y_{\text{лс}})$ и $(x_{\text{пс}}, y_{\text{пс}})$ – и две вращающиеся (динамические) системы $(x_{\text{лд}}, y_{\text{лд}})$ и $(x_{\text{пд}}, y_{\text{пд}})$ (рис. 2.18, правая вращающаяся система координат на рисунке не показана).

Очевидно, что связь между координатами системы (X, Y) и координатами систем $(x_{\text{лс}}, y_{\text{лс}})$ и $(x_{\text{пс}}, y_{\text{пс}})$ описывается следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} x_{\text{лс}} &= X - \frac{C}{2}, & y_{\text{лс}} &= Y; \\ x_{\text{пс}} &= X + \frac{C}{2}, & y_{\text{пс}} &= Y, \end{aligned} \quad (2.79)$$

где C – межцентровое расстояние.

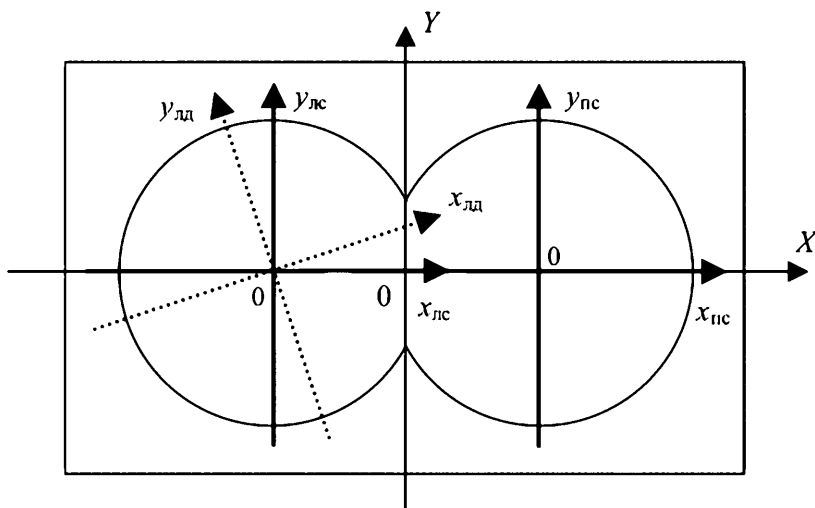


Рис. 2.18. Системы координат

Также очевидно, что зависимость между координатами обеих пар статических и динамических систем координат имеет вид:

$$\begin{cases} x_c = x_d \cos \varphi - y_d \sin \varphi; \\ y_c = x_d \sin \varphi + y_d \cos \varphi, \end{cases} \quad (2.80)$$

$$\begin{cases} x_d = x_c \cos \varphi + y_c \sin \varphi; \\ y_d = -x_c \sin \varphi + y_c \cos \varphi, \end{cases} \quad (2.81)$$

где φ – угол между положительным направлением осей абсцисс статической и динамической систем координат.

Необходимость введения указанных координатных систем диктуется тем, что уравнение, описывающее форму того или иного смесительного элемента, является неизменным относительно вращающейся системы координат, тогда как при генерации сетки конечных элементов используются координаты, определенные в статической системе (X, Y) .

Учитывая, что $\varphi = \omega t + \varphi_0$ и подставив (2.80) – (2.81) в (2.79), получим связь между вращающимися и глобальной статическими системами координат:

$$\begin{cases} X = \frac{C}{2} + x_{лд} \cos(\omega t + \varphi_{0_n}) - y_{лд} \sin(\omega t + \varphi_{0_n}); \\ Y = x_{лд} \sin(\omega t + \varphi_{0_n}) - y_{лд} \cos(\omega t + \varphi_{0_n}). \end{cases} \quad (2.82)$$

Запишем далее уравнения, описывающие форму поверхностей смесительных кулачков, использовавшихся в экспериментах (эллиптических, эксцентриковых и треугольных).

Эксцентриковые кулачки:

- в прямоугольных координатах

$$(x_d - \Delta_{\text{эксц}})^2 + y_d^2 = R_{\text{эксц}}^2 ; \quad (2.83)$$

- в полярных координатах

$$\begin{cases} x_d = R_{\text{эксц}} \cos \alpha + \Delta_{\text{эксц}} ; \\ y_d = R_{\text{эксц}} \sin \alpha . \end{cases} \quad (2.84)$$

Эллиптические кулачки:

- в прямоугольных координатах

$$\frac{x_d^2}{a_{\text{эл}}^2} + \frac{y_d^2}{b_{\text{эл}}^2} = 1 ; \quad (2.85)$$

- в полярных координатах

$$\begin{cases} x_d = a_{\text{эл}} \cos \alpha ; \\ y_d = b_{\text{эл}} \sin \alpha . \end{cases} \quad (2.86)$$

Треугольные кулачки:

- в полярных координатах

$$\begin{aligned} x_d &= \left(r_{\text{тр}} - (2r_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}) \left| \sin \frac{3}{2} \alpha \right| \right) \cos \alpha ; \\ y_d &= \left(r_{\text{тр}} - (2r_{\text{тр}} - R_{\text{тр}}) \left| \sin \frac{3}{2} \alpha \right| \right) \sin \alpha . \end{aligned} \quad (2.87)$$

При определении граничных условий используем классическое условие прилипания

$$\Delta \bar{v} = 0 , \quad (2.88)$$

где $\Delta \bar{v}$ означает разность между скоростью среды и скоростью границы, т.е. на внутренних стенках материального цилиндра скорость среды равна 0, а на поверхностях вращающихся смесительных элементов равна скорости движения точек поверхностей элементов.

Для этого необходимо знать направления нормалей и касательных на поверхностях кулачков.

В общем виде уравнения соответственно касательной и нормали к плоской кривой, заданной в виде $F(x, y) = 0$, в некоторой точке (x_0, y_0) (рис. 2.19) имеют вид

$$\left. \frac{\partial F}{\partial x} \right|_{(x_0, y_0)} \cdot (x - x_0) + \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{(x_0, y_0)} \cdot (y - y_0) = 0, \quad (2.89)$$

$$\frac{x - x_0}{\left. \frac{\partial F}{\partial x} \right|_{(x_0, y_0)}} = \frac{y - y_0}{\left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{(x_0, y_0)}}. \quad (2.90)$$

С учетом уравнений (2.83) – (2.87) соотношения для касательных и нормалей в произвольной точке (x_0, y_0) запишутся в виде:

- для эллиптических кулачков

$$\frac{x_{\text{л}} x_0}{a_{\text{эл}}^2} + \frac{y_{\text{л}} y_0}{b_{\text{эл}}^2} = 1; \quad (2.91)$$

$$y_{\text{л}} = \left(\frac{a^2 y_0}{b^2 x_0} \right) x_{\text{л}} + \left(y_0 - \frac{a^2 y_0}{b^2} \right). \quad (2.92)$$

Аналогично записываются уравнения для эксцентриковых и треугольных кулачков.

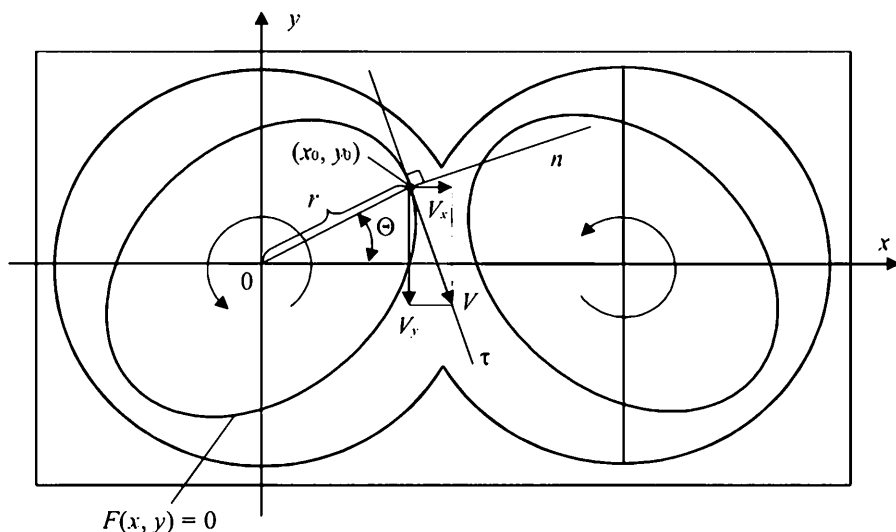


Рис. 2.19. К выводу граничных условий движения материала в поперечном сечении рабочих органов смесителя

Запишем далее уравнения, описывающие движение материала в поперечном сечении смесителя.

Уравнение неразрывности потока в цилиндрической системе координат запишется в форме [33, 37, 38]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} = 0. \quad (2.93)$$

Проекция уравнения движения (уравнение Навье–Стокса) на соответствующие оси координат запишутся в виде

$$\begin{aligned} \rho \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\Theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} - \frac{v_\Theta^2}{r} \right) = & -\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r} \left(2\mu \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{2}{r} \mu \frac{\partial v_r}{\partial r} + \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left[\mu \left(\frac{\partial v_\Theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} - \frac{v_\Theta}{r} \right) \right] - \frac{2}{r} \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{v_r}{r} \right); \end{aligned} \quad (2.94)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(v_r \frac{\partial v_\Theta}{\partial r} + \frac{v_\Theta}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{v_r v_\Theta}{r} \right) = & -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \Theta} + \frac{\partial}{\partial r} \left[\mu \left(\frac{\partial v_\Theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} - \frac{v_\Theta}{r} \right) \right] + \\ & + \frac{2}{r} \mu \left(\frac{\partial v_\Theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} - \frac{v_\Theta}{r} \right) + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left[\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{v_r}{r} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.95)$$

Реологическое уравнение для степенной жидкости [20, 38] имеет вид

$$\mu = m_0 \dot{\gamma}^{n-1} e^{\frac{E}{RT}}. \quad (2.96)$$

Сделаем допущение, что скорость сдвига в зазоре

$$\dot{\gamma} \approx \frac{v}{H}. \quad (2.97)$$

Подставив (2.97) в (2.96), а (2.96) в (2.93) – (2.95) и интегрируя по частям, перейдем к обобщенному решению $\{v_r, v_\Theta, P\}$, удовлетворяющему системе интегрально-дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \omega \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \left\{ \rho u_r \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\Theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} - \frac{v_\Theta^2}{r} \right) - \frac{\partial u_r}{\partial r} P + \mu \left(2 \frac{\partial u_r}{\partial r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \Theta} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} + \right. \right. \\ \left. \left. + 2 \frac{u_r v_r}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \Theta} \frac{\partial v_\Theta}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \Theta} v_\Theta + 2 \frac{u_r}{r^2} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} \right) \right\} r dr d\Theta = 0; \end{aligned} \quad (2.98)$$

$$\omega \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \left\{ \rho u_\Theta \left(v_r \frac{\partial v_\Theta}{\partial r} + \frac{v_\Theta}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} - \frac{v_\Theta v_r}{r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial u_\Theta}{\partial \Theta} P + \right. \\ \left. + \mu \left(\frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\Theta}{\partial \Theta} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{\partial u_\Theta}{\partial r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial r} - \frac{\partial u_\Theta}{\partial r} \frac{v_\Theta}{r} - \frac{v_\Theta}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial r} + \frac{u_\Theta v_\Theta}{r^2} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\Theta}{\partial r} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} - \frac{u_\Theta}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \Theta} v_r \right) \right\} r dr d\Theta = \omega S_\Theta \int_{R_1}^{R_2} u_\Theta r dr; \quad (2.99)$$

$$\omega \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} N \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\Theta}{\partial \Theta} \right\} r dr d\Theta = 0, \quad (2.100)$$

где u_i , N – функции координат, имеющие в вариационном исчислении смысл виртуальных скоростей и давления.

Систему уравнений (2.98) – (2.100) удобно решать методом конечных элементов по стандартной процедуре. В результате получим поле скоростей, и с учетом этого поля можно будет определить динамику поля концентраций.

Так как исследования применения конечных элементов различной формы подтверждают, что треугольные КЭ обеспечивают лучшую сходимость, чем, например, прямоугольные [39 – 41], для разбиения анализируемого поперечного сечения пространства смещения выберем именно первые из упомянутых.

При построении сетки конечных элементов использовался вариант дискретизации путем наложения сетки, а именно – метод, называемый «подходом с использованием модифицированного квадратичного дерева», который обеспечивает равномерное распределение узлов.

Применительно к данному случаю вначале строилось «радиальное» разбиение пространства смещения в соответствии со следующим принципом: сетка КЭ тем гуще, чем меньше зазор между кулачком и внутренней стенкой материального цилиндра. Кроме того более густая сетка строится в так называемом «валковом зазоре» между кулачками, так как из опыта следует, что именно здесь развиваются наиболее высокие деформации (рис. 2.20).

Этот метод достаточно просто реализуется и является надежным, поскольку опирается на геометрическую модель объекта; кроме того он полностью поддается автоматизации как в двумерном, так и в трехмерном случае.

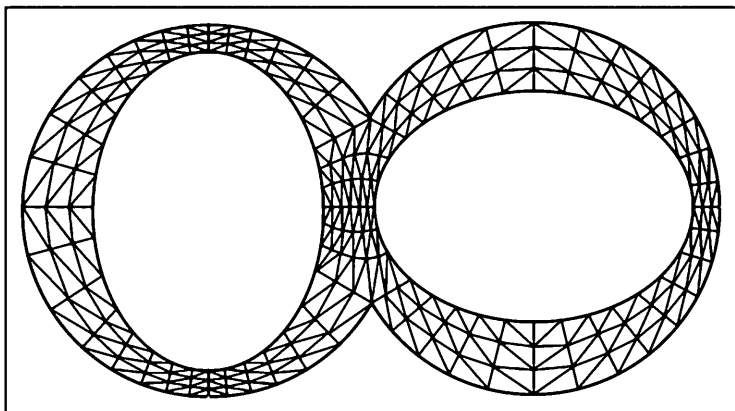


Рис. 2.20. Пример генерации сетки конечных элементов для зоны с эллиптическими кулачками

Так как при переработке материалов в двухшнековых смесителях, например, при изготовлении резинового клея, часто имеет место растворение в условиях деформации сдвига, математическую модель необходимо дополнить уравнением диффузии, которое в двумерном случае имеет вид [37]:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = \frac{1}{L^2} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial c}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial c}{\partial y} \right) \right\}. \quad (2.101)$$

Состояния системы рассматриваются через небольшие промежутки времени, поэтому можно допустить, что на каждом временном шаге величина $\frac{\partial c}{\partial t}$, имеющая физический смысл скорости изменения концентрации, является константой. Уравнение (2.101) на каждом временном шаге также можно решить методом конечных элементов в две стадии: сначала без учета величины $\frac{\partial c}{\partial t}$, а затем применив итерационный процесс.

Для небольших промежутков времени t можно считать, что граница раздела между областями с различной концентрацией (в данном случае между соседними КЭ) увеличивается линейно во времени по закону $L = L_0 (1 + kt)$ [37].

Для определения значения коэффициента пропорциональности k необходимо знание поля скоростей (см. выше), после чего можно будет определить удлинение границ раздела и таким образом рассчитать концентрацию растворяемого полимера в КЭ на следующей стадии, т.е. определить динамику поля концентраций.

Формула для расчета k имеет вид

$$k = \frac{\sqrt{(x_2^{(2)} - x_1^{(2)})^2 + (y_2^{(2)} - y_1^{(2)})^2} - \sqrt{(x_2^{(1)} - x_1^{(1)})^2 + (y_2^{(1)} - y_1^{(1)})^2}}{\Delta t \sqrt{(x_2^{(1)} - x_1^{(1)})^2 + (y_2^{(1)} - y_1^{(1)})^2}}, \quad (2.102)$$

где $x_1^{(2)} = x_1^{(1)} + v_{1x} \Delta t$, $y_1^{(2)} = y_1^{(1)} + v_{1y} \Delta t$, $x_2^{(2)} = x_2^{(1)} + v_{2x} \Delta t$, $y_2^{(2)} = y_2^{(1)} + v_{2y} \Delta t$ – координаты концов линии раздела в начале и конце промежутка времени Δt .

Для практического использования подобного способа расчета динамического изменения концентрации в различных точках поперечного сечения смесителя необходимо задать начальное распределение компонентов. Здесь был использован статистический метод, основанный на предположении, что в начальный момент времени распределение концентраций подчиняется нормальному закону.

Для практического использования формул (2.98) – (2.102) необходимо знание плотности ρ и коэффициента диффузии D . Примеры зависимости этих величин от концентрации для растворов натурального каучука в нефрасе С2–80/120 представлены на рис. 2.21–2.22.

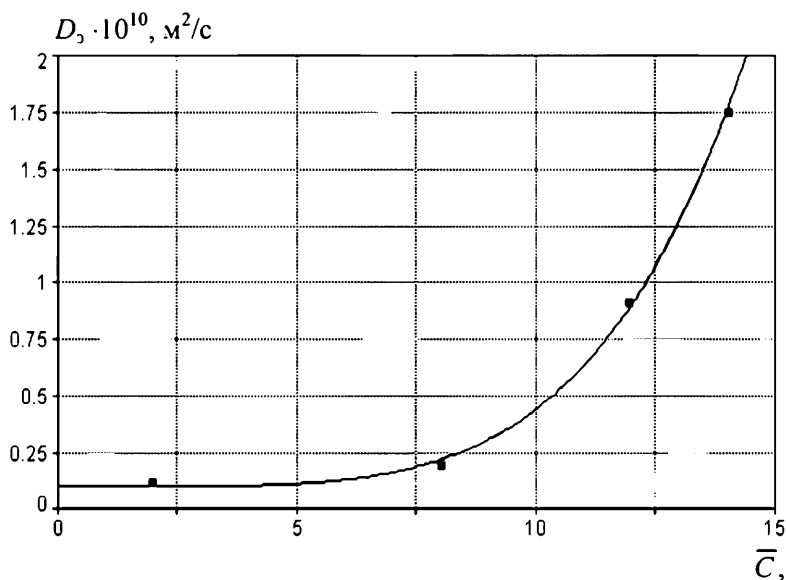


Рис. 2.21. Зависимость эффективного коэффициента диффузии от концентрации при набухании образца натурального каучука в нефрасе С2–80/120

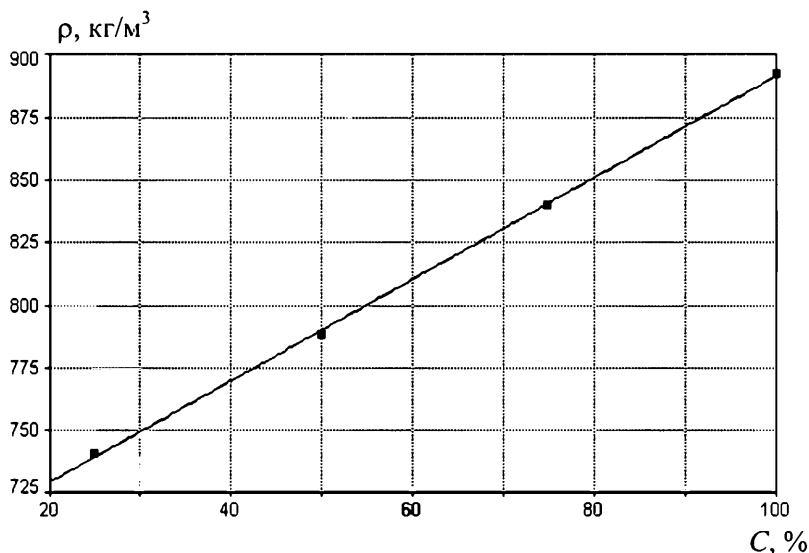


Рис. 2.22. Зависимость плотности раствора натурального каучука в нефрасе C2-80/120 от концентрации

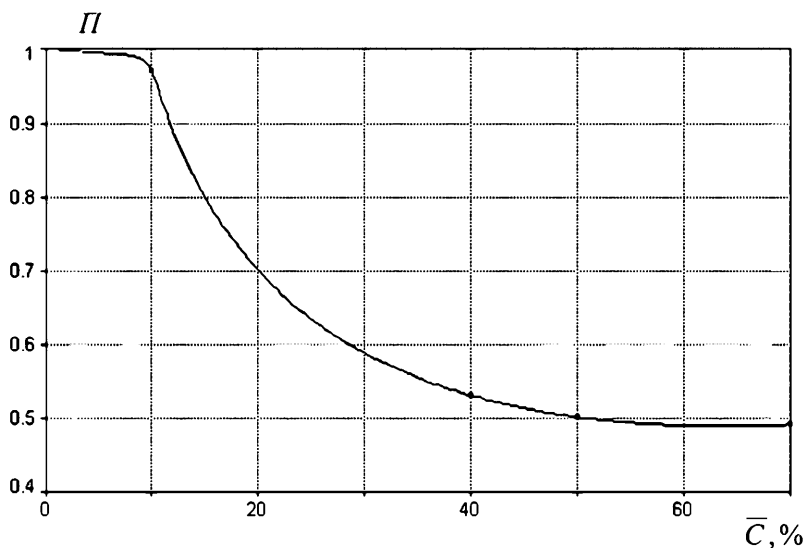


Рис. 2.23. Зависимость индекса течения раствора натурального каучука в нефрасе C2-80/120 от концентрации

Кроме того следует учесть, что в данном случае индекс течения среды в той или иной области зависит от концентрации упомянутого ранее раствора. Ранее упомянутые растворы НК в нефрасе C2-80/120 концентрацией около 10% и меньше ведут себя как ньютоновская жидкость (рис. 2.23).

2.4.1.3. Минимизация длины рабочих органов смесителя

Как было отмечено выше, одним из наиболее перспективных способов интенсификации процесса смешения и, следовательно, сокращения времени пребывания материала в рабочих органах смесителя, является использование таких смесительных элементов, которые вызывают в перерабатываемом материале наибольшие скорости сдвиговой деформации.

С другой стороны, смесительные кулачки различной формы лучше подходят для смешения материалов различной концентрации.

Разработанная математическая модель позволяет прогнозировать процесс смешения в поперечном сечении пространства смешения, где определяющим является время нахождения перерабатываемого материала в соответствующих зонах деформации. Деление на зоны должно учитывать и точки ввода растворителя. Отметим также, что последовательный ввод растворителя по мере продвижения материала к выходному отверстию смесителя необходим потому, что в загрузочную зону нельзя подавать сразу весь растворитель, так как в этом случае неизбежно образование в готовом продукте агломератов растворяемого полимера с более высокой концентрацией, чем у окружающей основной массы (так называемых «бобов»). Для простоты расчетов полагаем, что растворитель вводится на границах между различными зонами деформации (т.е. зонами с различной конфигурацией смесительных элементов).

В качестве критерия оптимизации принимаем общую длину рабочих органов смесителя L_0 . Необходимо подобрать такие длины зон, чтобы L_0 была минимальной:

$$L_0 = \sum_i L_i. \quad (2.103)$$

Так как $L_i = v \Delta t_i$, то

$$\begin{aligned} L_0 &= v \Delta t_1 + v \Delta t_2 + \dots + v \Delta t_n = \\ &= v(t_1 - t_0) + v(t_2 - t'_1) + \dots + v(t_n - t'_{n-1}) = \\ &= v \left[(t_n - t_0) + \sum_{i=1}^{n-1} (t_i - t'_i) \right]. \end{aligned} \quad (2.104)$$

С помощью разработанной математической модели можно построить зависимости изменения коэффициента неоднородности от времени пребывания в зонах с различной конфигурацией рабочих органов и для различной средней концентрации композиции.

Коэффициент неоднородности V_c на выходе из i -й зоны является начальным для следующей $(i+1)$ -й (рис. 2.24), поэтому $f_i(t_i) = f_{i+1}(t'_i)$. Выразив отсюда $t'_i = \varphi_i(t_i)$, подставим его в (2.104) и получим

$$L_0 = v \left[(t_n - t_0) + \sum_{i=1}^{n-1} (t_i - \varphi_i(t_{i-1})) \right]. \quad (2.105)$$

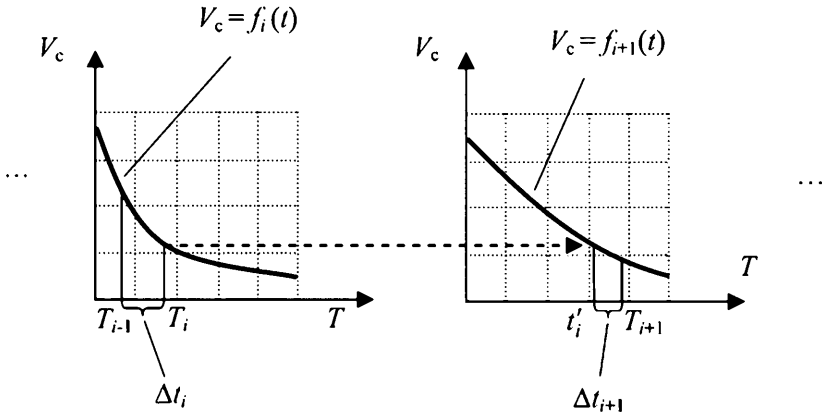


Рис. 2.24. К расчету минимальной длины смесителя

Начальное и максимальное конечное значения V_c заданы, отсюда можно найти t_n и t_0 .

Таким образом, для n зон общая длина смесителя L_0 в данном случае может быть представлена как функция $(n-1)$ переменных: $L_0 = L_0(t_1, t_2, \dots, t_{n-1})$. Следовательно, для того, чтобы она имела экстремум (в данном случае минимум), воспользуемся общим приемом дифференциального исчисления. Найдем частные производные от величины L_0 по всем переменным t_i и приравняем их нулю:

$$\begin{cases} \frac{\partial L_0}{\partial t_1} = 0; \\ \frac{\partial L_0}{\partial t_2} = 0; \\ \vdots \\ \frac{\partial L_0}{\partial t_{n-1}} = 0. \end{cases} \quad (2.106)$$

В общем случае это система $(n-1)$ нелинейных уравнений с $(n-1)$ неизвестным. Для ее решения можно, например, использовать метод Ньютона-Рафсона. Если для аппроксимации зависимостей V_c от t удастся подобрать функции, приводящие систему уравнений (2.106) к линейному виду, то для ее решения можно использовать метод Халецкого.

Скорость перемещения материала вдоль оси смесителя при заданной производительности зависит от его длины (2.60), поэтому для

корректного определения минимальной длины L_0 как суммы длин отдельных зон L_i можно использовать итерационный процесс, блок-схема которого приведена на рис. 2.25. Начальное приближение рассчитывается по формуле

$$\bar{v} = \frac{Q_m}{S \bar{\rho}}. \quad (2.107)$$

Затем, зная t_i и определив $t'_i = \varphi_i(t_i)$, можно последовательно найти Δt_i , L_i и L_0 , что и требовалось.

Таким образом, разработанная математическая модель дает возможность прогнозировать динамику коэффициента неоднородности полимерных композиций при смешении в зонах с различной конфигурацией смесительных элементов и позволяет минимизировать длину рабочих органов смесителя с учетом качества конечного продукта [42 – 44].

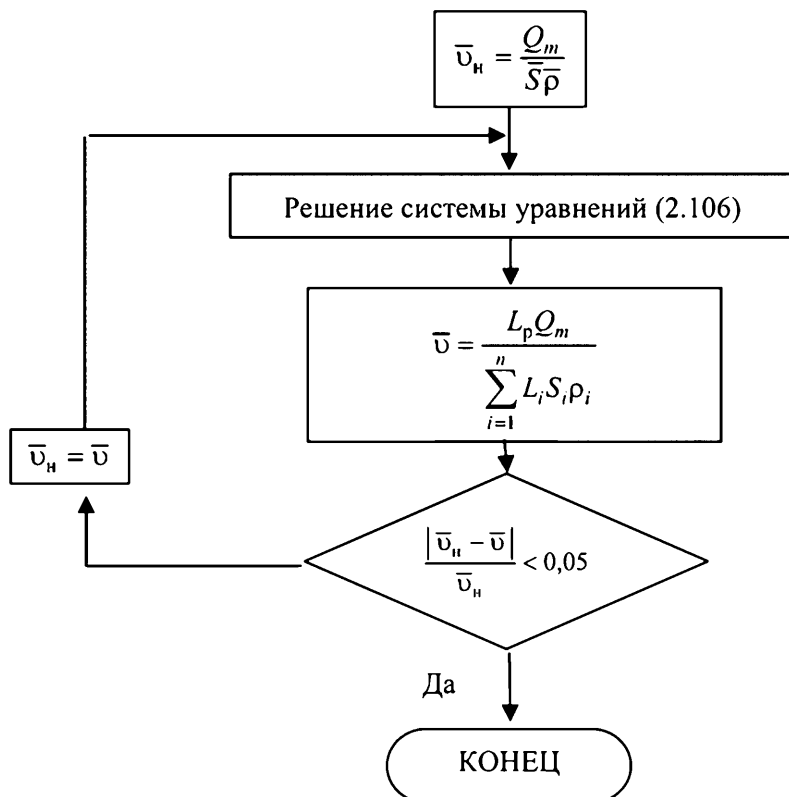


Рис. 2.25. Блок-схема расчета минимальной длины смесителя

2.4.2. Модельная установка и методики проведения экспериментальных исследований

2.4.2.1. Экспериментальная модельная установка

С целью выявления закономерностей течения перерабатываемых материалов в каналах рабочих органов смесителей разработаны модельная установка и методика проведения экспериментов, позволяющие осуществить проверку адекватности разработанной математической модели исследуемого процесса [45, 46]. Схема модельной установки представлена на рис. 2.26.

Установка разработана на базе пластографа (торсионного реометра) Брабендера австрийской фирмы Plasti-Corder, который был оснащен дополнительным тахометром–генератором 3, модельной приставкой 6, лазером 8 и регистрирующими приборами: видеокамерой 10, головкой фотометрической 11 и персональным компьютером 14.

Дополнительный тахометр–генератор 3 установлен на валу основного тахометра–генератора и служит для регистрации угловой скорости вращения двигателя с помощью персонального компьютера 14.

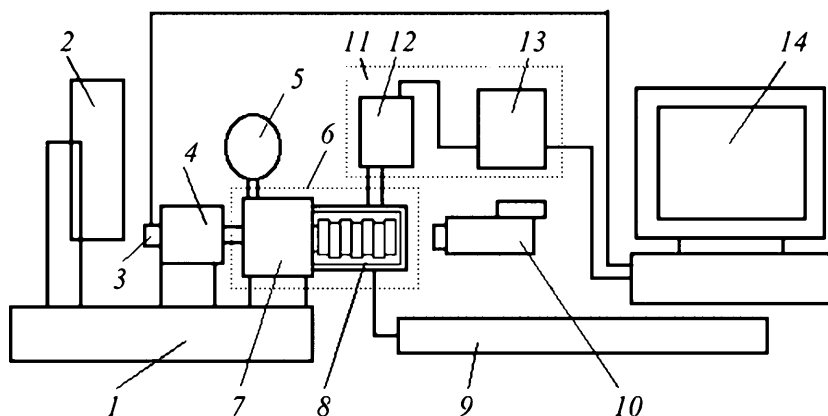


Рис. 2.26. Схема экспериментальной модельной установки для исследования процессов смешения высоковязких полимерных композиций:

1 – пластограф Брабендера; 2 – самописец; 3 – дополнительный тахометр–генератор; 4 – электродвигатель; 5 – тахометр; 6 – модельная приставка; 7 – редуктор–раздвоитель; 8 – прозрачная смесительная камера со сменными смесительными элементами; 9 – лазер газовый ЛГ–75–1; 10 – видеокамера; 11 – фотометр ФПЧ; 12 – головка фотометрическая; 13 – блок питания и управления; 14 – персональный компьютер

Необходимость такого шага была продиктована тем, что цепь основного тахометра-генератора использовалась в схеме электронной стабилизации скорости вращения двигателя и, следовательно, отсутствовала возможность подключения к этой цепи дополнительных контуров без нарушения работы существующей схемы.

Приставка 6 состоит из редуктора-раздвоителя 7 и прозрачной смесительной камеры 8 со сменными смесительными элементами. В качестве приборов, регистрирующих ход процесса смешения, использовались видеокамера 10, фотометр ФПЧ 11, состоящий из фотометрической головки 12 и блока питания и управления 13 и персональный компьютер 14, оснащенный платой аналого-цифрового преобразователя НВЛ-08. Блок аналогового ввода обеспечивает согласование внешнего измеряемого напряжения со входным сигналом АЦП, преобразование этого сигнала в цифровой код и передачу кода на шину данных персонального компьютера IBM PC AT. Этот блок состоит из аналогового коммутатора, буферного дифференциального усилителя, схемы выборки-хранения, интегрального АЦП, источника опорного напряжения и схемы синхронизации.

В качестве источника света использовался газовый лазер 9 марки ЛГ-75-1 мощностью 125 мВт. Конструкция камеры 8 позволяет использовать смесительные модули различной конфигурации (рис. 2.29). Рабочие органы вращаются в одну сторону. Луч лазера отклоняется зеркалом с наружным напылением (на рисунке не показано), проходит через перерабатываемый материал и далее улавливается фотометрической головкой 12. Расстояние, проходимое лучом лазера в рабочем пространстве камеры 8, зависит от степени прозрачности исследуемой композиции. Например, для раствора натурального каучука в нефрасе С2-80/120 оно составляло 15 мм. Опыты показали, что это максимальное расстояние, при котором осуществляется уверенная передача светового потока через внутреннее пространство камеры.

Питание электродвигателя 4 мощностью 1,5 кВт осуществлялось от специального блока питания, оснащенного системой электронной стабилизации числа оборотов. Вращение вала электродвигателя передавалось редуктору-раздвоителю 7, расстояние между выходными валами которого составляло 35 мм. Частота вращения рабочих органов варьировалась в диапазоне 20...80 об/мин ($2,1 \dots 8,4 \text{ с}^{-1}$).

Фотография общего вида экспериментальной модельной установки (ЭМУ) показана на рис. 2.27.

Фиксация колебаний концентрации исследуемой смеси в ее элементарном объеме осуществлялась по следующей схеме. Сигнал, снимаемый с ФПЧ-БПУ, регистрировался компьютером 14, оснащенный платой аналого-цифрового преобразователя типа НВЛ-08, далее результаты экспериментов регистрировались и обрабатывались с помощью специально разработанных компьютерных программ.



Рис. 2.27. Общий вид экспериментальной модельной установки

Установка предназначена для проведения следующих экспериментов:

- исследование реологических свойств полимерных композиций на разных стадиях смешения в кулачковой зоне; на этом же этапе на основании полученных зависимостей крутящего момента от угловой скорости вращения шнеков и корреляции с данными ротационного вискозиметра «Реотест-2» имеется возможность построить реологические кривые для исследуемых материалов;
- исследование изменения во времени коэффициента неоднородности композиции при различных частотах вращения шнеков для смесительных кулачков различных конфигураций и различных концентрациях полимера в растворителе;
- определение технологической мощности, затрачиваемой на деформирование перерабатываемой композиции в каналах рабочих органов при различных условиях (описанных выше).

Общий вид смесительной камеры 8 представлен на рис. 2.28.

В описываемых экспериментах использовались смесительные насадки четырех видов: эллиптические, эксцентриковые, треугольные и зубчатые (рис. 2.29) [47]. Их геометрические параметры приведены в табл. 2.2.

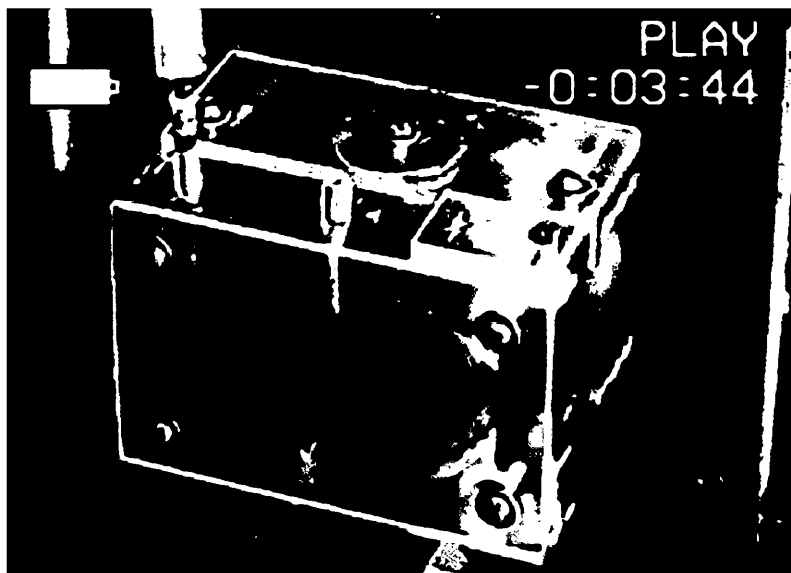
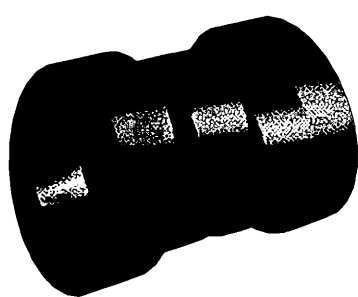
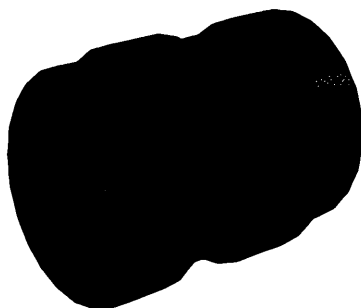


Рис. 2.28. Общий вид смесительной камеры



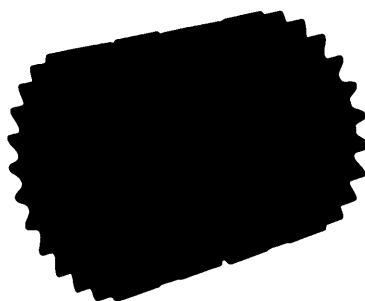
а)



б)



в)



г)

Рис. 2.29. Виды насадок, использовавшихся в экспериментах:
а – эллиптические кулачки; б – эксцентриковые кулачки;
в – треугольные кулачки; г – зубчатые кулачки

2.2. Смесительные элементы и их параметры

Виды кулачков	Геометрические параметры
Эллиптические	$a_{эл} = 0,019 \text{ м}; \quad b_{эл} = 0,014 \text{ м}$
Эксцентрикковые	$r_{эксц} = 0,017 \text{ м}$
Треугольные	$r_{тр} = 0,019 \text{ м}; \quad R_{тр} = 0,034 \text{ м}$
Зубчатые	$r_{зуб} = 0,015 \text{ м}; \quad n_{зуб} = 17; \quad a_{зуб} = 0,002 \text{ м};$ $b_{зуб} = 0,004 \text{ м}; \quad h = 0,004 \text{ м}$

2.3. Соотношение концентрации и плотности растворяемого компонента

Концентрация $C, \%$	Плотность $\rho, \text{ кг/м}^3$
20	730
50	789
80	848

Для исследований выбирались материалы с концентрацией растворяемого компонента 20, 50 и 80%. Такой выбор диапазона изменения концентраций обусловлен тем, что при изготовлении по непрерывному способу подавляющего большинства композиций начальная концентрация растворяемого компонента, загружаемого в зону питания, составляет не более 70...80% [48, 49]. В дальнейшем, по мере продвижения к выходному отверстию смесителя, происходит добавление растворителя, т.е. имеет место картина ступенчатого уменьшения концентрации. Такая схема обеспечивает необходимые условия для успешного смешения, растворения, диспергирования и (или) гомогенизации. Кроме того, именно в зонах питания смесителей с высококонцентрированной композицией рассеивается наибольшая доля мощности, расходуемой на смешение.

Кроме того исследуемая композиция должна быть полупрозрачной субстанцией, способной пропускать свет. Это является необходимым условием проведения части экспериментов, так как для определения коэффициента неоднородности смеси использовалась методика, требующая пропускания через исследуемую композицию луча света, с частотой в видимой области спектра.

В смесительную камеру загружалось такое количество исследуемого материала, чтобы она была полностью заполнена.

В качестве примера в табл. 2.3 приведены данные о плотности растворов натурального каучука в нефрасе С2–80/120.

2.4.2.2. Определение реологических характеристик исследуемых материалов

Для оценки технологической мощности, затрачиваемой в процессе приготовления высоковязких полимерных композиций, необходимо знание величины эффективной вязкости композиции в зависимости от скорости сдвига и температурных режимов обработки. Для проведения реологических исследований обычно используют капиллярные или ротационные вискозиметры различных типов, к недостаткам которых можно отнести ограниченный диапазон скоростей сдвига и формы поверхностей рабочих элементов ротационных приборов.

Поэтому для оценки интенсивности деформационного воздействия смесительных элементов различной конфигурации на перерабатываемый материал по отдельным рабочим зонам смесителя был использован модернизированный пластограф Брабендера с заменой редуктора смесительной камеры и рабочими валами с вращением в одну сторону. Установка на валах пластографа рабочих элементов различных конфигураций (рис. 2.29) позволяет моделировать и оценивать характер силового воздействия на материал по аналогии со смесителем непрерывного действия, однако сложная геометрия и неравномерность скоростей сдвига затрудняют пересчет получаемой зависимости вращающего момента от скорости вращения рабочих органов в реологические единицы – напряжения и скорости сдвига. Для интерпретации результатов измерений могут быть использованы поправки, вычисленные калибровкой прибора по ньютоновской жидкости, вязкость которой не зависит от характера силового воздействия и зависимостям вязкости от скорости сдвига для полимерных композиций.

Реологические исследования свойств растворов высоковязких полимерных композиций с различной концентрацией проводились методом ротационной вискозиметрии на приборе «Реотест–2», что позволило расширить рабочий диапазон скоростей сдвига. Полученные зависимости напряжения сдвига от скорости сдвига показали, что исследованные материалы относятся к неньютоновским жидкостям степенного закона вида $\tau = k\dot{\gamma}^n$, а обработка кривых течения позволила определить реологические константы k и n этого закона в диапазоне скоростей сдвига от 40 до 400 с⁻¹ [50, 51].

Исследования, проведенные на ротационном вискозиметре «Реотест–2», позволили представить и обработать данные, полученные на пластографе Брабендера с целью непосредственной оценки реологических свойств полимерных композиций при различных режимах их обработки.

Зависимости крутящего момента от скорости вращения роторов для эллиптических, эксцентриковых, треугольных и шестеренчатых кулачков представлены соответственно на рис. 2.30–2.33.

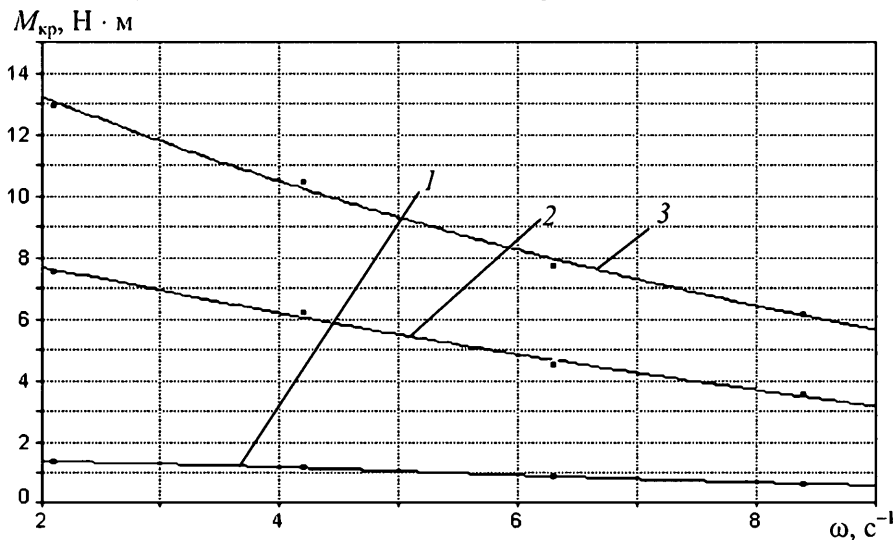


Рис. 2.30. Зависимость крутящего момента от скорости вращения шнеков в зоне эллиптических кулачков для растворов натурального каучука в нефрасе С2–80/120:
1, 2, 3 – концентрация каучука в растворе 20, 50, 80% соответственно

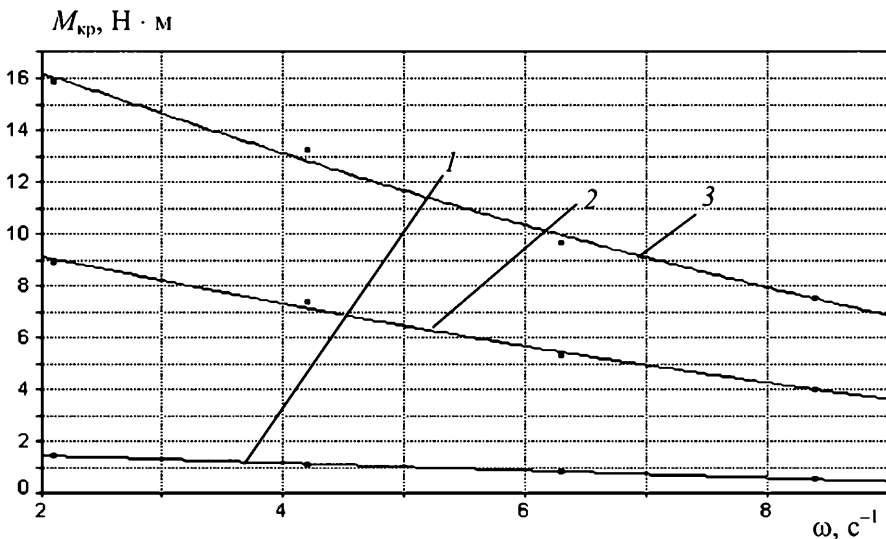


Рис. 2.31. Зависимость крутящего момента от скорости вращения шнеков в зоне эксцентриковых кулачков для растворов натурального каучука в нефрасе С2–80/120:
1, 2, 3 – концентрация каучука в растворе 20, 50, 80% соответственно

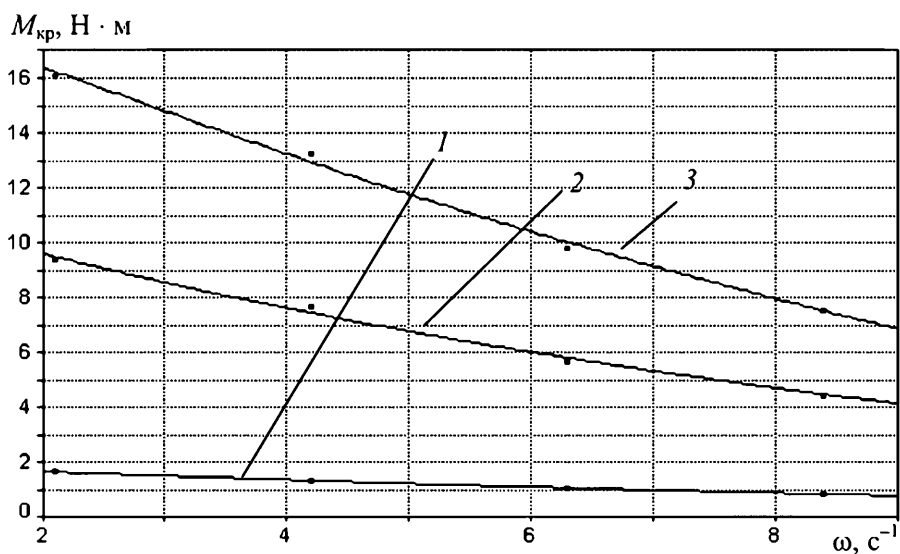


Рис. 2.32. Зависимость крутящего момента от частоты вращения шнеков в зоне зубчатых кулачков для растворов натурального каучука в нефрасе С2-80/120:
 1, 2, 3 – концентрация каучука в растворе 20, 50, 80% соответственно

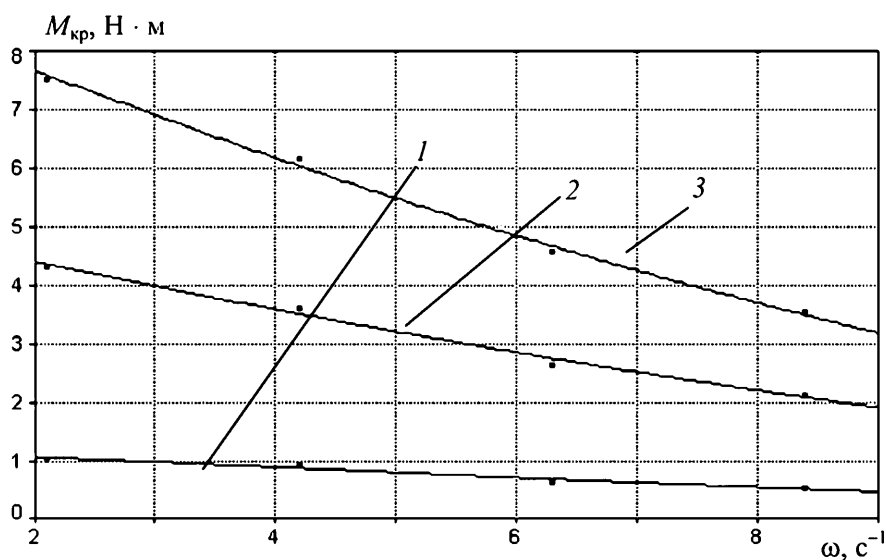


Рис. 2.33. Зависимость крутящего момента от скорости вращения шнеков в зоне треугольных кулачков для растворов натурального каучука в нефрасе С2-80/120:
 1, 2, 3 – концентрация каучука в растворе 20, 50, 80% соответственно

Далее, аппроксимировав полученные данные и найдя аналитические уравнения для зависимостей $M_{кр}$ от ω и τ от $\dot{\gamma}$, можно определить постоянные Брабандера, позволяющие непосредственно переходить от зависимости $M_{кр} = f(\omega)$ к реологическому уравнению, описывающему зависимость напряжения от скорости сдвига.

Полученные таким образом реологические зависимости можно использовать для расчета мощности, затрачиваемой на процесс смешения и для прогнозирования процесса растворения полимера в ходе смешения.

2.4.2.3. Методика определения коэффициента неоднородности смеси в режиме реального времени

Для определения изменения во времени коэффициента неоднородности смеси использовалась схема, представленная на рис. 2.34. Луч лазера 1 отклонялся зеркалом с наружным напылением и через приемный канал 4 проходил через находящуюся в смесительной камере полимерную композицию и через линзу улавливался фотометрической головкой 9.

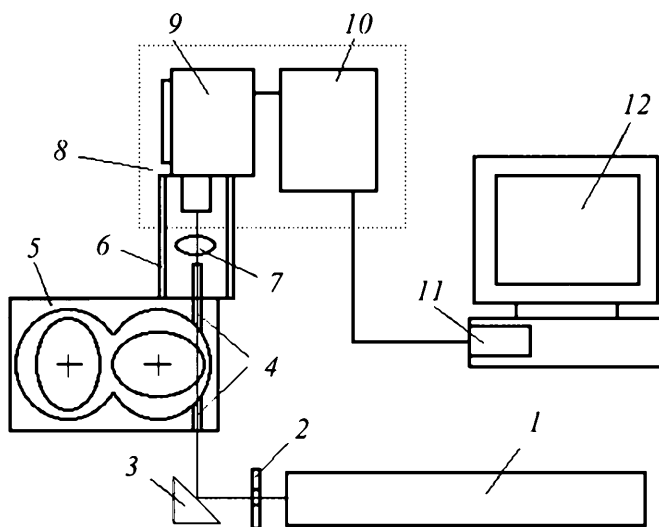


Рис. 2.34. Схема измерения коэффициента неоднородности перерабатываемой композиции:

- 1 – газовый лазер; 2 – диафрагма; 3 – зеркало с наружным напылением;
- 4 – каналы; 5 – смесительная камера; 6 – светонепроницаемый кожух;
- 7 – линза; 8 – фотометр; 9 – головка фотометрическая; 10 – блок питания и управления; 11 – АЦП; 12 – персональный компьютер

Далее происходило его усиление в блоке питания и управления 10, через соответствующие разъемы ФПЧ–БПУ для подключения внешнего измерительного прибора сигнал поступал на вход аналого–цифрового преобразователя платы НВЛ–08 и регистрировался компьютерной программой. Она написана таким образом, чтобы регистрировать засветку фотоумножителя фотометра, освещаемого потоком излучения, снимаемого с приемного световода в те моменты времени, когда пространство между передающим и приемным световодами не перекрывается смесительными органами.

Для этого производилось непрерывное дискретное отслеживание сигнала с блока питания и управления фотометра через малые промежутки времени, равные времени поворота роторов на несколько градусов (50...100 мс в зависимости от частоты вращения рабочих органов). Выбор такого интервала обусловлен тем, что его величина, с одной стороны, больше инерционности фотометра, а с другой, – превышает и минимальное время готовности аналого–цифрового преобразователя платы НВЛ–08. Затем в течение этого времени фиксировались значения напряжения, снимаемые с фотометра через равные промежутки времени.

В одну выборку входили значения напряжения, регистрируемые в течение десяти идущих подряд периодов непрерывной засветки, соответствующих десяти оборотам шнеков.

Для расчета коэффициента неоднородности смеси V_c использовалась следующая методика.

Известно, что V_c рассчитывается по формуле

$$V_c = \frac{100}{\bar{C}} \sqrt{\left[\frac{1}{N-1} \right] \sum_{i=1}^N (C_i - \bar{C})^2}, \quad (2.108)$$

где N – число проб; \bar{C} – среднеарифметическое значение концентрации, а средняя выборочная дисперсия концентрации σ_C^2 рассчитывается по формуле

$$\sigma_C^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (C_i - \bar{C})^2}{N}. \quad (2.109)$$

С учетом этого уравнение (2.108) перепишем в виде

$$V_c = \frac{100}{\bar{C}} \sqrt{\frac{N\sigma_C^2}{N-1}}. \quad (2.108)$$

Так как значение интенсивности светового потока Φ , прошедшего через композицию, прямо пропорционально зависит от ее концентрации [52]:

$$\Phi_i = k_1 C_i, \quad (2.109)$$

где k_1 – коэффициент пропорциональности, а напряжение, регистрируемое платой НВЛ–08, прямо пропорционально освещенности:

$$V_i = C_\Phi n_\Phi \Phi, \quad (2.110)$$

где C_Φ и n_Φ – коэффициенты фотометра, то можно выразить среднюю выборочную дисперсию концентрации σ_C^2 через среднюю выборочную дисперсию напряжения σ_V^2 , подставив (2.109) – (2.110) в (2.107),

$$\sigma_C^2 = k_{CV}^2 \sigma_V^2, \quad (2.111)$$

где $k_{CV} = \frac{1}{C_\Phi n_\Phi k_1}.$

Подставив выражение для σ_C^2 в уравнение (2.108), получим

$$V_c = \frac{100}{\sqrt{V}} \sqrt{\frac{N \sigma_V^2}{N-1}}. \quad (2.112)$$

Эта зависимость использовалась для расчета коэффициента неоднородности, динамика изменения которого отображалась на мониторе компьютера и одновременно записывалась в файл на его жестком диске. В дальнейшем эти данные были использованы для аппроксимации экспериментальной зависимости коэффициента неоднородности от времени переработки.

Процесс смешения осуществлялся при разных значениях частоты вращения роторов в течение времени, аналогичного среднему времени пребывания перерабатываемой композиции в соответствующих зонах смесителя. Таким образом, были получены данные об изменении во времени коэффициента неоднородности смеси при различных условиях. В качестве примера на рис. 2.35 – 2.37 представлены результаты динамического измерения коэффициента неоднородности растворов натурального каучука в нефрасе С2–80/120.

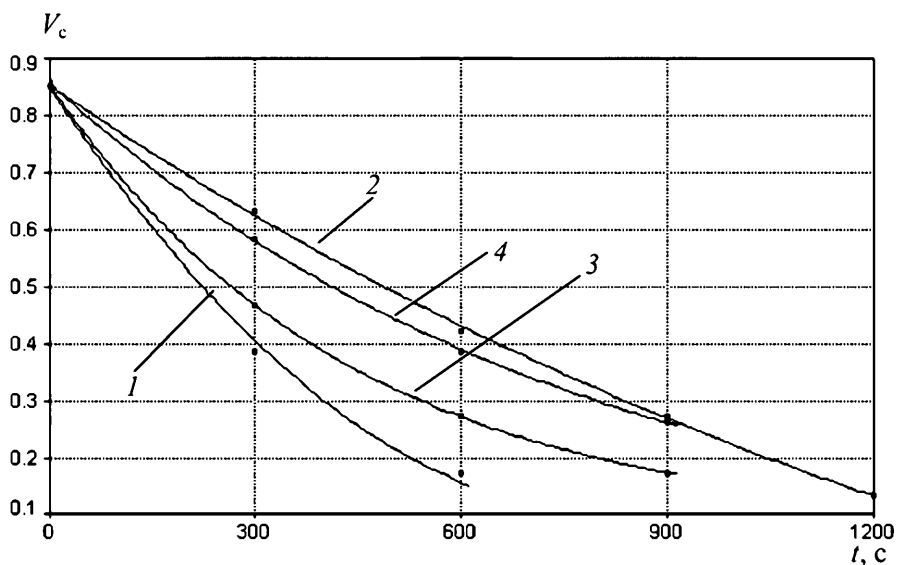


Рис. 2.35. Динамика коэффициента неоднородности смеси V_c во времени для раствора натурального каучука в нефрасе С2–80/120 концентрацией 20%:
1, 2, 3, 4 – зоны эллиптических, эксцентриковых, треугольных и зубчатых кулачков соответственно

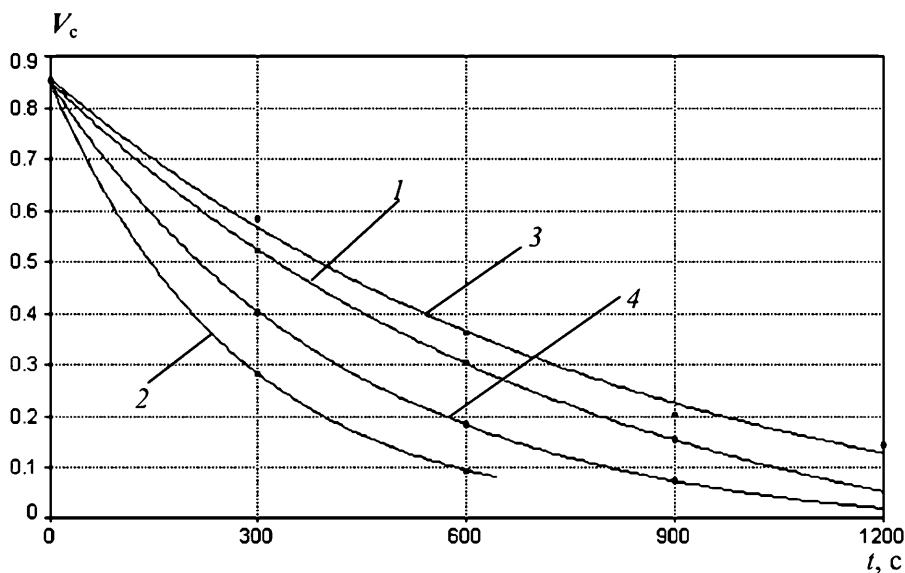


Рис. 2.36. Динамика коэффициента неоднородности смеси V_c во времени для раствора натурального каучука в нефрасе С2–80/120 концентрацией 50%:
1, 2, 3, 4 – зоны эллиптических, эксцентриковых, треугольных и зубчатых кулачков соответственно

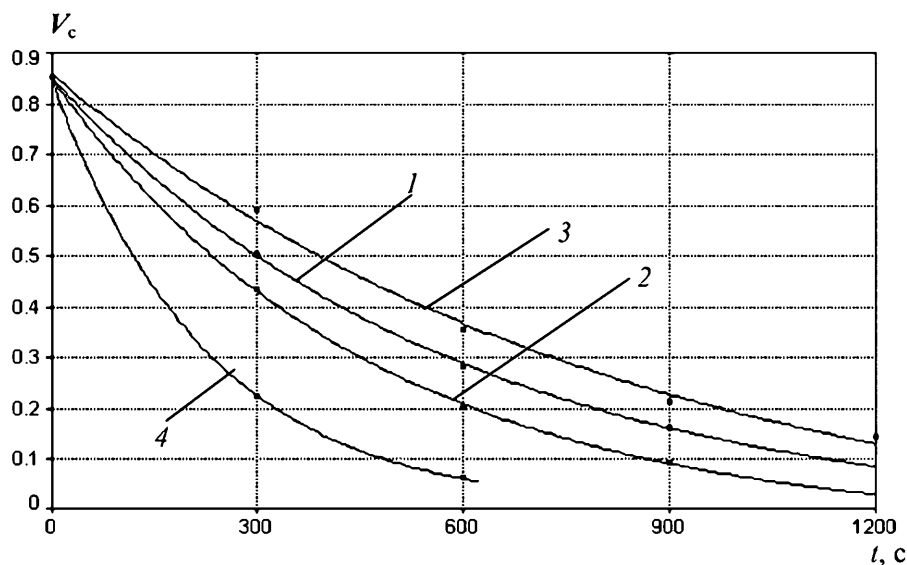


Рис. 2.37. Динамика коэффициента неоднородности смеси V_c во времени для раствора натурального каучука в нефрасе С2-80/120 концентрацией 80%:
 1, 2, 3, 4 – зоны эллиптических, эксцентриковых, треугольных и зубчатых кулачков соответственно

2.4.2.4. Методика экспресс-анализа коэффициента неоднородности смеси

Анализируя предложенный способ измерения динамики коэффициента неоднородности, необходимо также сказать о следующем. При повышении концентрации растворяемого компонента степень прозрачности смеси уменьшается, и наступит такой момент, когда уверенная регистрация светового потока со стороны приемного световода станет невозможной (для описываемой установки это растворы с коэффициентом прозрачности порядка 0,3...0,4). Такая ситуация тем более актуальна в случае использования для приготовления композиции из изначально слабо прозрачных или вообще непрозрачных компонентов. Поэтому помимо использованной методики определения коэффициента неоднородности смеси был опробован способ экспресс-анализа, суть которого заключается в следующем. На разных стадиях смешения из камеры производился отбор проб перерабатываемой композиции. Эти пробы помещались в плоскую прозрачную кассету, которая, в свою очередь, помещалась в сканер, подключенный к персональному компьютеру. При этом внутренняя высота кассеты выбиралась таким образом, чтобы не происходило сколько-нибудь значи-

тельной дополнительной деформации фрагментов растворяемого компонента. Отсканированные изображения композиции на разных стадиях смещения были обработаны специально написанной программой *Composite Express*. В основу работы этой программы положено следующее.

Очевидно, что по мере смещения и (или) диспергирования достигается требуемая степень однородности и одновременно с этим нивелируются различия в цвете для различных точек композиции. Подобная картина очень хорошо фиксируется визуально (рис. 2.38).

Следовательно, для оценки коэффициента неоднородности композиции в конечном итоге необходимо определить связь между дисперсией цвета и дисперсией растворяемого компонента смеси. При этом отправной точкой для дальнейших рассуждений являлось предположение о том, что при достаточно большом количестве «проб» цвета «неоднородность» последнего не будет существенно отличаться от коэффициента неоднородности смеси.

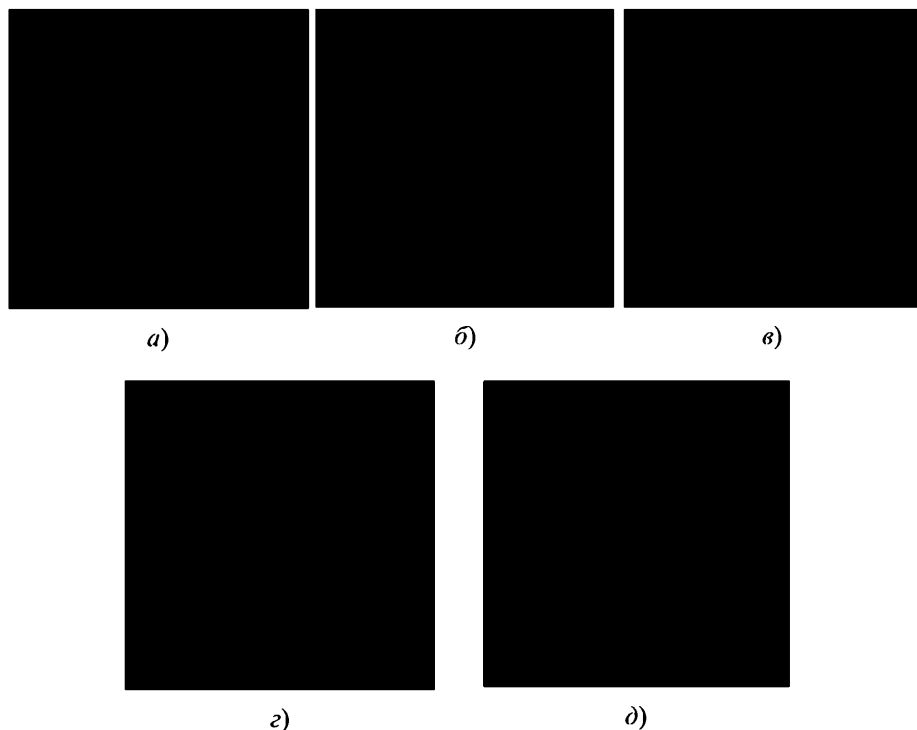


Рис. 2.38. Внешний вид отсканированных проб композиции:
соответственно перед набуханием (а), после набухания (б) и
по прошествии 5 (в), 10 (г) и 15 (д) минут при смешении в камере
с кулачками эллиптической формы при частоте вращения шнеков 40 об/мин

Здесь «малые» цветовые координаты x и y определяются как

$$x = \frac{X}{X+Y+Z}, \quad y = \frac{Y}{X+Y+Z}, \quad (2.113)$$

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2,77 & 1,75 & 1,13 \\ 1,00 & 4,59 & 0,06 \\ 0,00 & 0,57 & 5,59 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_A \\ G_A \\ B_A \end{bmatrix}, \quad (2.114)$$

где R , G , B – составляющие цвета с длинами волн соответственно 700, 546 и 435 нм.

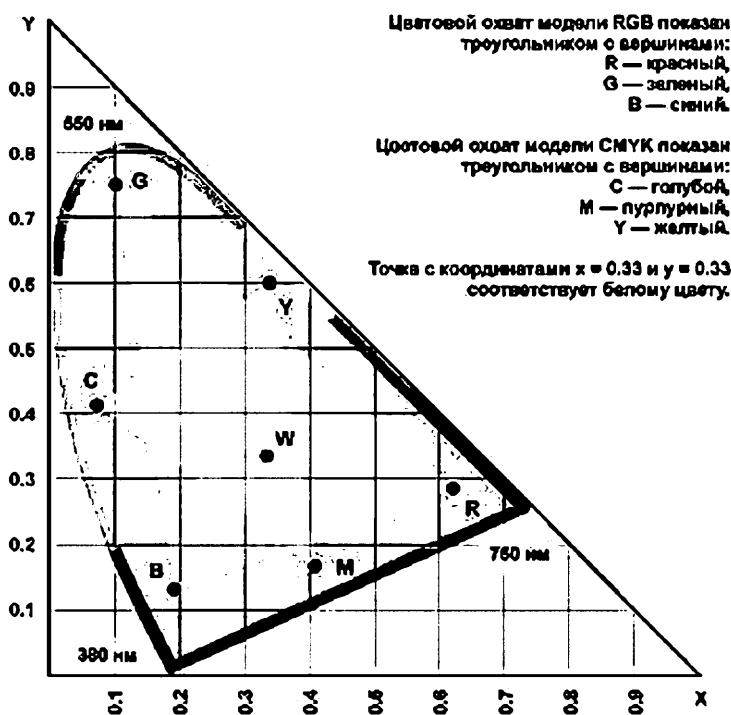


Рис. 2.39. Диаграмма цветности

Элементы квадратной матрицы в соотношении (2.114) являются весовыми коэффициентами, учитывающими «значимость» каждой составляющей и стандартизованы на основе обработки данных статистических экспериментов. Переведя измеренные составляющие RGB в координаты x и y , необходимо учесть тот факт, что цветопередача, а, следовательно, и полученные значения R , G , B зависят от конкретной модели используемого для анализа сканера.

Как известно, дисперсия интегральной величины $C_{RGB} = \lambda_1 x + \lambda_2 y$, являющейся линейной комбинацией величин x и y с дисперсиями соответственно σ_1^2 и σ_2^2 , определяется по формуле

$$\sigma^2 = \lambda_1^2 \sigma_1^2 + \lambda_2^2 \sigma_2^2. \quad (2.115)$$

В приведенных соотношениях коэффициенты λ_1 и λ_2 как раз и учитывают особенности цветопередачи конкретного сканера, равно как и цветовые особенности конкретной композиции. В описываемых экспериментах использовался сканер Hewlett Packard 5100C. Для определения значений этих коэффициентов требовалось также провести серию экспериментов по точному определению V_c для некоторого числа эталонных проб.

По аналогии с расчетной формулой для вычисления коэффициента неоднородности смеси V_c запишем соотношение для расчета «неоднородности» цвета

$$V_{RGB} = \frac{100}{\bar{C}_{RGB}} \sqrt{\left[\frac{1}{N-1} \right] \sum_{i=1}^N (C_{RGB_i} - \bar{C}_{RGB})^2}, \quad (2.116)$$

где N – число «проб» цвета; \bar{C}_{RGB} – среднее значение интегральной цветовой характеристики.

Перепишем формулу (2.116) в терминах x и y и их дисперсий:

$$V_c = V_{RGB} = \frac{100}{\lambda_1 \sum_i x_i + \lambda_2 \sum_i y_i} \sqrt{\lambda_1^2 \sigma_x^2 + \lambda_2^2 \sigma_y^2} = f(\lambda_1, \lambda_2). \quad (2.117)$$

N

Для определения значений λ_1 и λ_2 применяли метод наименьших квадратов. Иными словами, пусть некая функция $f(x)$ задана в виде таблицы (x_i, y_i) и необходимо найти полином возможно низшей степени m такой, что значения $Q_m(x_i)$ будут как можно более близки к значениям функции $f(x)$ в этих же точках. Согласно методу наименьших квадратов за меру отклонения полинома

[illegible]

где n — количество узлов, в которых известны значения функции;
 $s_0 = n + 1$.

В результате описанных выше действий получим систему линейных алгебраических уравнений (2.124), которую можно решать как аналитическими, так и численными методами.

При выборе структуры и количества «проб» цвета проверялись три способа:

- 1) просмотр всех точек отсканированного образца;
- 2) разбисие изображения на квадраты («пробы») цвета) и определение значений малых цветовых координат x и y в центре «пробы»;
- 3) то же, но с усреднением значений x и y по каждой «пробе».

Как показывают результаты, наилучшим (в смысле соответствия расчетных и экспериментальных данных) является третий способ.

Обработав по изложенной методике отсканированные образцы перерабатываемой композиции, получим данные о неоднородности последней на различных стадиях смешения.

Сравнение данных, полученных при измерении коэффициента неоднородности по отработанным методикам, изложенной в [53], и с помощью описанного выше способа, дает возможность сделать вывод, что разработанная методика экспресс-анализа позволяет достаточно точно определять коэффициент неоднородности композиции (разброс составляет не более 5%). При этом количество «проб» цвета должно быть не менее 400 (для отсканированных изображений размером 240×240 точек и разрешением 72 точки/дюйм).

Описанные методики использованы для экспериментального определения коэффициента неоднородности композиции в зависимости от конфигурации смесительных кулачков, частоты вращения рабочих органов и начальной концентрации перерабатываемой композиции.

Результаты этой серии экспериментов представлены на рис. 2.35 – 2.37.

Как видно из приведенных графиков, прослеживается определенная зависимость: требуемое значение коэффициента неоднородности смеси концентрацией 80% в зоне с шестеренчатыми насадками достигается за меньшее время, чем в зонах с другими насадками, т.е. их целесообразно прежде всего использовать для растворения так

называемых «бобов», т.е. агломератов нерастворившегося полимера. Для смеси концентрацией 50% лучше «работают» эксцентриковые насадки, а при низких концентрациях (20%) – эллиптические.

Разработанные методики определения качества смешения полимерных композиций реализованы в программном обеспечении [54] и дают возможность проводить оценку интенсивности процесса смешения для широкого класса смесителей (вальцы, роторные и лопастные смесители, периодического и непрерывного действия и др.).

2.4.3. Методика и пример инженерного расчета минимальной длины рабочих органов смесителя Типа СН

Предложена методика инженерного расчета минимальной длины рабочих органов двухшнековых смесителей.

1. Исходные данные, необходимые для расчета: m_0 , n , ρ – реологические константы и плотность высоковязкой композиции при температуре переработки $T_{\text{пер.}}$; $V_{\text{сн}}$ и $V_{\text{ск}}$ – начальный и конечный коэффициенты неоднородности смеси; ω – угловая скорость вращения шнеков; геометрические параметры напорных (диаметр шнека D , глубина нарезки H , ширина гребня B , шаг нарезки t , угол наклона винтовой линии φ , угол сопряжения α) и смесительных насадок (табл. 2.2); зависимости динамики коэффициента неоднородности от времени пребывания для смеси различных концентраций и коэффициента уменьшения производительности от перепада давлений по длине рабочих органов.

2. Постановка задачи расчета.

В а р и а н т 1: Разработка производства высоковязких полимерных композиций и проектирование нового оборудования.

В а р и а н т 2: Модернизация существующего процесса и оборудования при производстве высоковязких полимерных композиций.

3. По уравнениям пп. 2.4.1 и 2.4.2 с помощью программного обеспечения [9] определяются:

В а р и а н т 1 – геометрические параметры рабочих органов (D , H , B , t , φ , α), оптимальная компоновка и длины участков со смесительными насадками различной конфигурации, минимальная длина рабочих органов;

В а р и а н т 2 – оптимальная компоновка и длины участков со смесительными насадками различной конфигурации, минимальная длина рабочих органов.

В качестве примера рассчитаем минимальную длину рабочих органов двухшнекового смесителя для производства резинового клея.

Исходные данные (вариант 2): на основании данных исследований процесса приготовления клеевой композиции в смесителе непрерывного действия типа СН-40 были экспериментально определены длины участков с различными смесительными насадками; длина рабочих органов (до оптимизации) без учета длины напорных шнековых насадок $L_0 = 728$ мм (рис. 2.40); скорость вращения шнеков $\omega = 4,2 \text{ с}^{-1}$; начальный коэффициент неоднородности смеси $V_{\text{сн}} = 0,85$; коэффициент неоднородности конечного продукта $V_{\text{ск}} = 0,05$; геометрические параметры смесительных насадок (рис. 2.29) приведены в табл. 2.4.

В соответствии с приведенными выше рекомендациями принимаем следующую компоновку (порядок расположения насадок в направлении выходного отверстия смесителя): напорные червячные насадки → зубчатые кулачки → обратные червячные насадки → эксцентриковые кулачки → эллиптические кулачки → обратные червячные насадки. Последние использованы для того, чтобы увеличить время пребывания композиции в зонах смешения.

Такая компоновка смесительных элементов выбрана, исходя из результатов проведенных экспериментальных исследований процесса приготовления высоковязкой клеевой композиции на основе натурального каучука «смокед-шитс» и растворителя нефраса С2-80/120. Треугольные кулачки в данной компоновке не использованы, так как смесительный эффект, оказываемый ими на смесь концентрацией 50%, сравним с действием эксцентриковых кулачков и несколько им уступает, а для смеси концентрацией 80% и 20% лучше «работают» соответственно зубчатые и эллиптические кулачки.

Рассчитаем по формуле (2.63) производительность смесителя, оснащенного только шнековыми рабочими органами:

$$Q_V = 7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}.$$

2.4. Геометрические параметры смесительных насадок

Виды насадок	Геометрические параметры
Напорные винтовые	$D = 0,038 \text{ м}; H = 0,005 \text{ м}; B = 0,004 \text{ м},$ $t = 0,012 \text{ м}; \varphi = 0,21 \text{ рад}; \alpha = 1,12 \text{ рад}$
Смесительные эллиптические	$a_{\text{эл}} = 0,019 \text{ м}; b_{\text{эл}} = 0,014 \text{ м}$
Смесительные эксцентриковые	$r_{\text{экс}} = 0,017 \text{ м}$
Смесительные зубчатые	$r_{\text{зуб}} = 0,015 \text{ м}; n_{\text{зуб}} = 17; a_{\text{зуб}} = 0,002 \text{ м};$ $b_{\text{зуб}} = 0,004 \text{ м}; h = 0,004 \text{ м}$

Найдем далее производительность смесителя с учетом наличия смесительных кулачков (2.61).

Так как в нашем случае $C_{\Pi} = 0,035$ м и $R_{\Pi} = 0,02$ м, то $S_0 = 2,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Подставляя значения геометрических параметров насадок (табл. 2.4) в формулы (2.69) – (2.72), получим $S_{\text{зуб}} = 6,28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $S_{\text{эксц}} = 6,32 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $S_{\text{эл}} = 7,79 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Рассчитаем также значения периметров каналов Π_i для упомянутых зон ($\Pi_0 = 0,211$ м) (2.74) – (2.77): $\Pi_{\text{зуб}} = 0,763$ м; $\Pi_{\text{эксц}} = 0,425$ м; $\Pi_{\text{эл}} = 0,419$ м. Зная для каждой зоны площадь поперечного сечения, периметр и длину (рис. 2.40), определяем коэффициенты геометрической формы: $K_{\text{зуб}} = 2,3 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3$; $K_{\text{эксц}} = 5,0 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3$; $K_{\text{эл}} = 9,1 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3$.

Далее по формулам (2.64) – (2.68) рассчитаем суммарный перепад давлений на длине рабочих органов: $\Delta P = 8,77 \cdot 10^8 \text{ Па}$ (с учетом перепада давлений, вызванного наличием обратных насадок $\Delta P = 0,27 \cdot 10^8 \text{ Па}$ [34]).

Значение коэффициента k в соотношении (2.61) определяем по эмпирической зависимости $k = f(\Delta P)$ (рис. 2.41). В данном случае для $\Delta P = 8,77 \cdot 10^8 \text{ Па}$ $k = 0,4$.

В итоге реальная производительность смесителя для данной компоновки (2.61) составит $Q_V^{(w)} = 0,4 \cdot 7 \cdot 10^{-7} = 2,8 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$.

Далее в соответствии с методикой, изложенной в п. 4.4.1.3, рассчитаем минимальную длину рабочих органов, обеспечивающую заданное качество продукта.

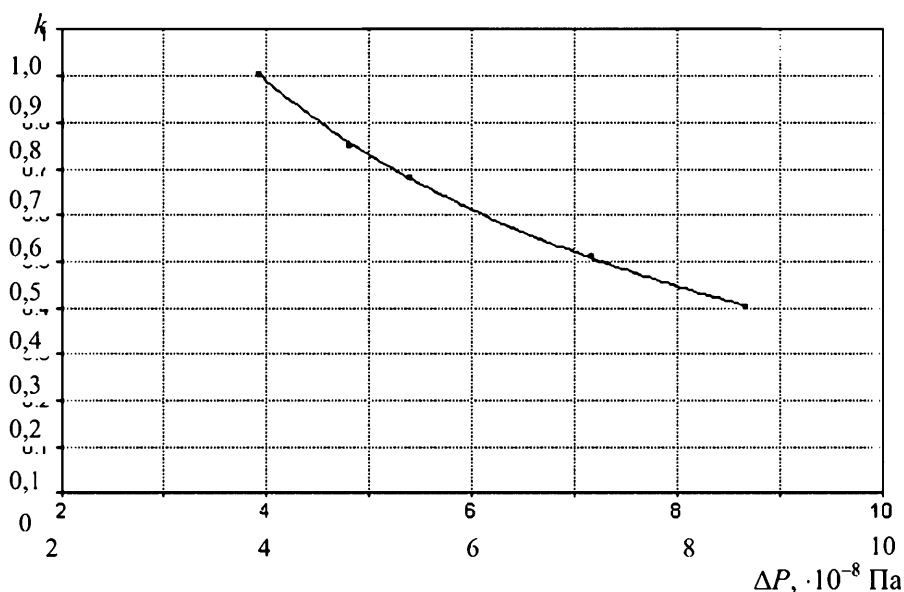


Рис. 2.41. Зависимость коэффициента уменьшения производительности от суммарного перепада давления

Начальное приближение для продольной скорости перемещения материала $\bar{v} = \frac{2,8 \cdot 10^{-7}}{6,8 \cdot 10^{-7}} = 4,14 \cdot 10^{-4}$ м/с.

Так как таблично заданная зависимость коэффициента неоднородности от времени пребывания в зонах соответственно зубчатых, эксцентриковых и эллиптических кулачков аппроксимируется следующими зависимостями:

$$V_c = 8,5 \cdot 10^{-1} - 4,6 \cdot 10^{-3} x + 1,9 \cdot 10^{-4} x^{1,5} - 2,2 \cdot 10^{-6} x^2;$$

$$V_c = 8,5 \cdot 10^{-1} - 3,8 \cdot 10^{-3} x + 1,4 \cdot 10^{-4} x^{1,5} - 1,3 \cdot 10^{-6} x^2;$$

$$V_c = 8,5 \cdot 10^{-1} - 2,2 \cdot 10^{-3} x + 1,6 \cdot 10^{-5} x^{1,5} - 7,9 \cdot 10^{-7} x^2$$

(рис. 2.35 –2.37), то после реализации соответствующего алгоритма (рис. 2.25), получим: $v = 4,15 \cdot 10^{-4}$ м/с; $\Delta t_1 = 1026$ с; $\Delta t_2 = 287$ с; $\Delta t_3 = 130$ с; $\Delta L_1 = 0,426$ м; $\Delta L_2 = 0,119$ м; $\Delta L_3 = 0,054$ м. Общая длина зон со смесительными насадками $L_{\text{см}} = 0,426 + 0,119 + 0,054 = 0,599$ м.

Полная длина рабочих органов (с учетом длины напорных шнековых насадок) $L = 0,185 + 0,032 + 0,599 = 0,816$ м (до оптимизации L составляла 0,913 м).

Таким образом, для данного случая длина рабочих органов двухшнекового смесителя типа СН может быть уменьшена на 10,7%, что соответственно приведет к уменьшению габаритов всей машины и позволит снизить ее металлоемкость.

При производстве многокомпонентных высоковязких полимерных композиций со значительным разбросом весовых соотношений ингредиентов уменьшение габаритов машины достигает 15...17%.

Помимо этого разработанная методика позволяет значительно сократить время проведения экспериментальных исследований и проектирования двухшнековых смесителей непрерывного действия с оптимальной компоновкой и минимальной длиной рабочих органов.

2.5 ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ СТАНИН И ВАЛКОВ ВАЛЬЦЕВ И КАЛАНДРОВ

2.5.1. Расчет станины вальцев

Вальцы [20] имеют две станины, на которых устанавливают валки. Каждая станина (рис. 2.42) состоит из нижней Н-образной стойки 2 и верхней траверсы 1, которая с натягом закладывается в пазы и крепится к стойке станины шпильками. Станины устанавливаются на общей фундаментной плите [21].

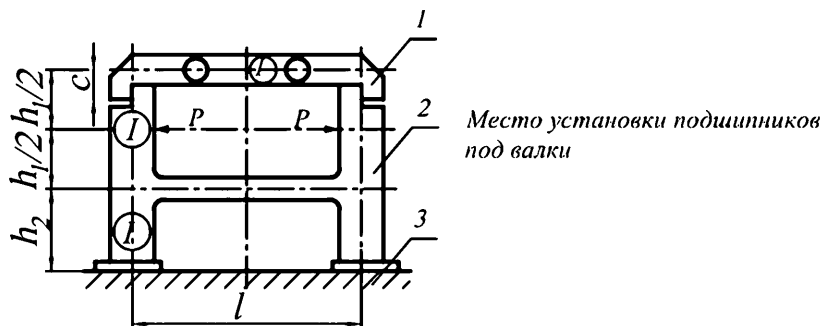


Рис. 2.42 Конструкция станины вальцов

Конструкция станины обеспечивает удобство монтажа узлов и служит базой для различных вспомогательных устройств.

Расчетная схема станины вальцев, нагруженной распорным усилием P , представлена на рис. 2.43, а.

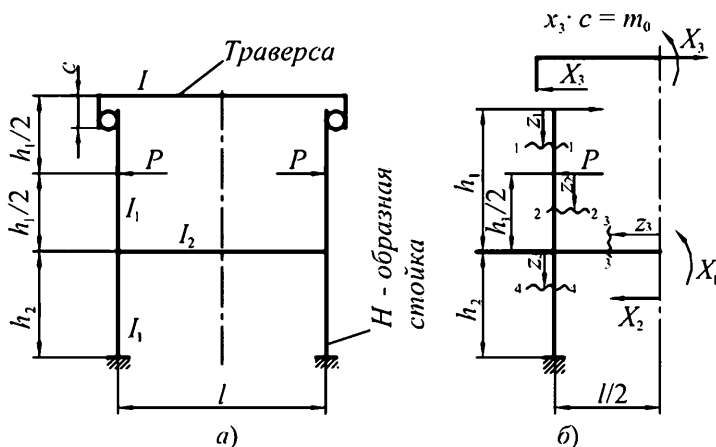


Рис. 2.43:

а – расчетная схема; б – основная система

Согласно схеме, приведенной на рис. 2.43, а, соединение стойки с траверсой шарнирные, и стойка передает на траверсу только растягивающее усилие. Образованная стержневая система стойки станины представляет собой статически неопределимую плоскую раму. В качестве основной системы принимаем симметричный вариант (рис. 2.43, б). Разрезаем (условно) стойку и в местах разреза прикладываем соответствующие неизвестные усилия. Вследствие симметрии приложенной нагрузки и конструкции стойки число неизвестных сократится до трех: x_1 – изгибающий момент; x_2 – растягивающая сила в стойке; x_3 – растягивающая сила в траверсе.

Для определения неизвестных усилий воспользуемся системой канонических уравнений метода сил [28]:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \Delta_{1P} &= 0; \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \Delta_{2P} &= 0; \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \Delta_{3P} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.124.)$$

В системе уравнений (2.124) величины δ_{ij} и Δ_{iP} ($i = j = 1, 2, 3$) представляют собой единичные и грузовые перемещения от неизвестных сил и от заданной нагрузки, которые определяются по следующим формулам:

$$\delta_{ij} = \sum_S \int \left(\frac{\bar{M}_i \bar{M}_j}{EI_i} + \frac{\bar{N}_i N_j}{EF} \right) dS; \quad (2.125)$$

$$\Delta_{iP} = \sum_S \int \left(\frac{\bar{M}_i M_P}{EI} + \frac{\bar{N}_i N_P}{EF} \right) dS,$$

где \bar{M}_i, \bar{N}_i – эпюры моментов продольных сил от единичного усилия $\bar{x}_i = 1$; M_P, N_P – эпюры моментов продольных сил от заданной нагрузки; E – модуль упругости; I_i ($i = 1, 2, 3, \dots$) – момент инерции сечения. Для прямолинейных участков рамы при определении коэффициентов перемещений δ_{ij} и Δ_{iP} (2) вместо интегральных выражений можно использовать способ Верещагина [28] перемножения эпюр моментов от единичных сил и заданной нагрузки. Для чего строят эпюры изгибающих моментов и продольных сил от заданной нагрузки и единичных усилий для основной системы (рис. 2.43, б), далее производят перемножение эпюр по формулам:

$$\delta_{ij} = \sum \left[\frac{1}{EI_i} (\omega_{Mi} y_{CMj}) + \frac{1}{EF_i} (\omega_{Ni} y_{CNj}) \right]; \quad (2.126)$$

$$\Delta_{iP} = \sum \left[\frac{1}{EI_i} (\omega_{MPi} y_{Cj}) + \frac{1}{EF_i} (\omega_{NPi} y_{CNj}) \right], \quad (2.127)$$

где ω_i – площадь i -ой эпюры (криволинейной или линейной); y_{cj} – ордината j -ой эпюры (обязательно линейной) взятая под центром тяжести i -ой эпюры; EI_i , EF_i – жесткость стержня на изгиб и растяжение i -ого участка, которая должна быть постоянной на протяжении всего участка.

Эпюры моментов от единичных сил и моментов от заданной нагрузки приведены на рис. 2.44.

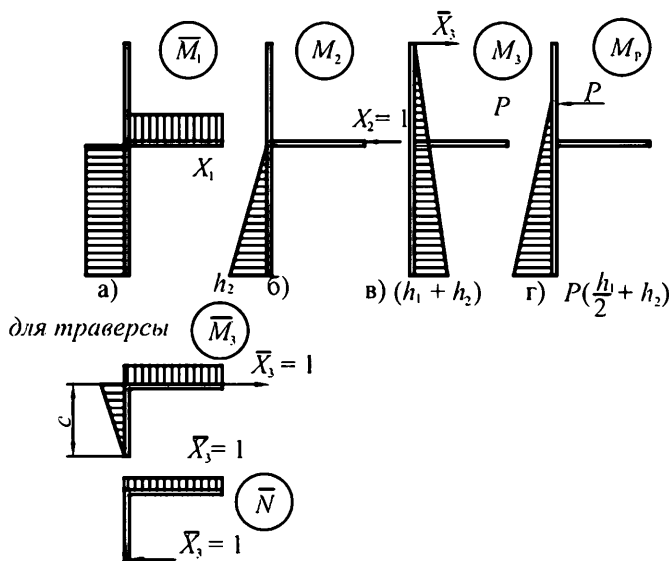


Рис. 2.44 Эпюры моментов

Выражения для коэффициентов канонических уравнений (2.124) согласно формулам (2.126) и (2.127) запишутся:

$$\delta_{11} = \frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1}; \quad \delta_{22} = \frac{h_2^3}{3EI_1};$$

$$\delta_{33} = \frac{1}{3EI_1}(h_1 + h_2)^3 + \frac{1}{EI_3}\left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2l}{2}\right) + \frac{1}{EF_3}\frac{l}{2}; \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{h_2^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = -\frac{1}{2EI_1}(2h_1 + h_2)h_2; \quad \delta_{23} = \delta_{32} = -\frac{1}{2EI_1}h_2^2\left(h_1 + \frac{2}{3}h_2\right);$$

$$\Delta_{1P} = \frac{P}{2EI_1}(h_1 + h_2)h_2;$$

$$\Delta_{2P} = \frac{P}{2EI_1}h_2^2\left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3}h_2\right);$$

$$\Delta_{3P} = -\frac{P}{EI_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right].$$

Подставляя выражения для коэффициентов δ_{ij} и Δ_{iP} в систему уравнений (3.1) и решая его методом Гаусса, определяем усилия x_1 , x_2 , x_3 :

$$\begin{aligned} x_1 = & \frac{\left[-\frac{P}{2EI_1} (h_1 + h_2) h_2 \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} \times \right. \right. \\ & \left. \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[K + \frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \right. \right. \right. \\ & \times h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \left. \right\} + \frac{P}{EI_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right] \times \\ & \left. \left. \left. + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} + \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) \right] \right\} 2 - \\ & \times \left\{ \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right] \right\} + \\ & \frac{-\left(\frac{h_2^2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EI_1} + \right. \\ & + \left[-\frac{P}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right] \left[-\frac{h_2^2}{2EI_1} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \right. \\ & \left. \left. \left. + \left[K + \frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 \right] h_2^2 \right\} \right\} \right. \\ & \left. - \left[K + \frac{h_2^2}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 \right] \right\}}{,} \end{aligned} \quad (2.128)$$

$$\begin{aligned}
x_2 = & \frac{\left[-\frac{p}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left(\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right) \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] \right\} -}{\left[\frac{l}{2EI_1} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] \right\} - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 (h_1 + \right.} \\
& - \left. \left[\frac{1}{2EI_1} + (2h_1 + h_2) h_2 \right]^2 \right\} + \left[-\frac{P}{2EI_1} (h_1 + h_2) h_2 \right] \left\{ \left[-\frac{h_2^2}{2EI_1} \left(h_1 + \right. \right.} \\
& + \left. \left. \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} + \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ -\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right\} 2 -} \\
& + \left. \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[-\frac{h_2}{2EI_1} (2h_1 + h_2) \right] - \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] \frac{h_2^2}{2EI_1} \left\{ + \frac{p}{EI_1} \times \right. \\
& - \left. \left(\frac{h_2^2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EI_1} + \right. \right. \\
& \times \left. \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) h_2 \right] \times \right. \right. \\
& + \left. \left. \left\{ K + \frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 \right\} h_2^2 \right\} \right. \\
& \times \frac{h_2^2}{2EI_1} - \left. \left[-\frac{h_2^2}{2EI_1} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \right\} ;
\end{aligned} \tag{2.129}$$

$$\begin{aligned}
 x_3 = & \frac{\frac{P}{EI_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right] \left\{ \left(\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right) \times \right.}{\left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[K + \frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} +} \\
 & \times \frac{h_2^3}{3EI_1} - \left(\frac{h_2^2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ + \left[\frac{P}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \frac{h_2^2}{2EI_1} [(2h_1 + h_2)h_2] - \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2)h_2 \right] \right\} 2 - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \right\} + \left[-\frac{P}{2EI_1} (h_1 + h_2)h_2 \right] \times \right. \\
 & \left. \left. - \left(\frac{h_2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EI_1} + \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] h_2^2 \right\} \right. \\
 & \left. \times \left\{ \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) \right] \frac{h_2^3}{3EI_1} \right\} \right\} \quad (2.130)
 \end{aligned}$$

где $K = \frac{1}{EI_3} \left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2 l}{2} \right) + \frac{l}{2EF_3}$.

После определения неизвестных усилий x_1, x_2, x_3 строится окончательная эпюра изгибающих моментов и по формуле

$$\max \sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x} + \frac{N}{F} \leq [\sigma]_{\text{н}} \quad (2.131)$$

рассчитываются напряжения в опасных сечениях стойки и траверсы станины вальцов.

2.5.1.1 Пример расчета на прочность и жесткость станины вальцов СМ 200 80/80 (лабораторная установка)

Лабораторные вальцы (рис. 2.45) представляют собой литую станину, состоящую из стойки корытного профиля и верхней траверсы, которая с натягом закладывается в пазы и крепится к стойке станины

шпильками. Станина устанавливается на общей фундаментной плите. Материал станины чугуи СЧ18 с допускаемыми напряжениями на изгиб и растяжение, соответственно, $[\sigma]_{\text{и}} = 41,0 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{р}} = 25,0 \text{ МПа}$.

Геометрические характеристики сечений станины вальцов:

Сечение А–А:

$$J_3 = \frac{(b_3 - d_3)H_3^3}{12};$$

$$W_3 = \frac{(b_3 - d_3)H_3^2}{6};$$

$$F_3 = H_3(b_3 - d_3).$$

Сечение Б–Б:

$$J_1 = \frac{(b_1 - d_1)H_1^3}{12};$$

$$W_1 = \frac{(b_1 - d_1)H_1^2}{6};$$

$$F_1 = H_1(b_1 - d_1).$$

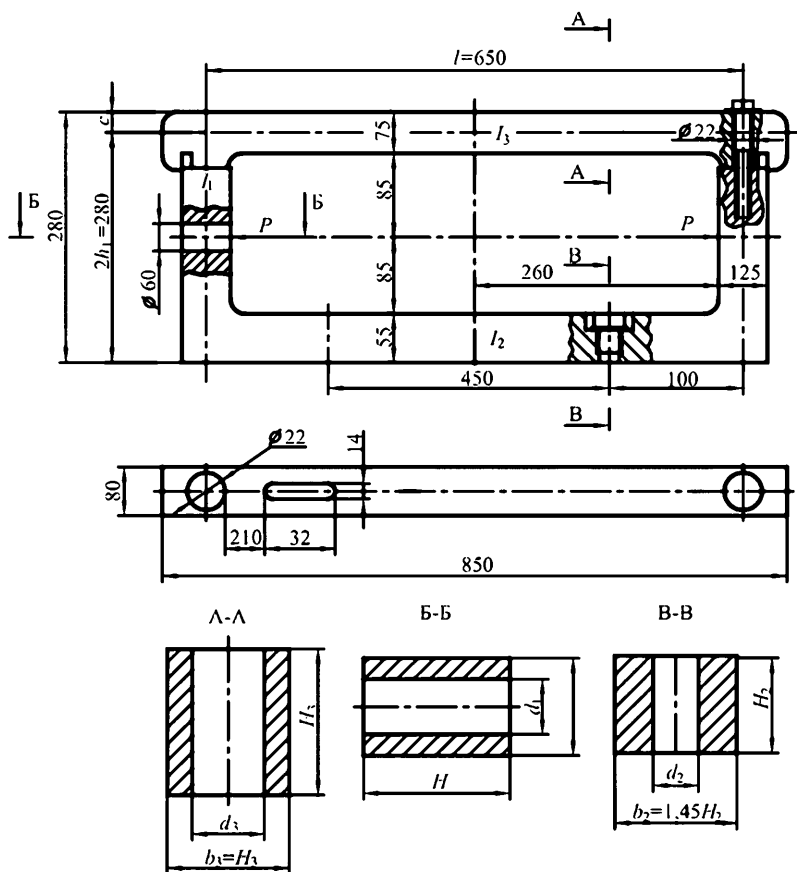


Рис. 2.45. Конструктивная схема лабораторных вальцов

Сечение B-B:

$$J_2 = \frac{(b_2 - d_2)H_2^3}{12};$$

$$W_2 = \frac{(b_2 - d_2)H_2^2}{6};$$

$$F_2 = H_2(b_2 - d_2),$$

где J_i , W_i , F_i ($i = 1, 2, 3$) – соответственно, моменты инерции, моменты сопротивления и площади сечений.

Согласно приведенной конструктивной схеме (рис. 2.45) станина вальцов представляет собой замкнутую самоуравновешенную стержневую конструкцию прямоугольной формы. При этом соеди-

нение траверсы со стойкой шарнирное. Расчетная схема станины лабораторных валцов приведена на рис. 2.46.

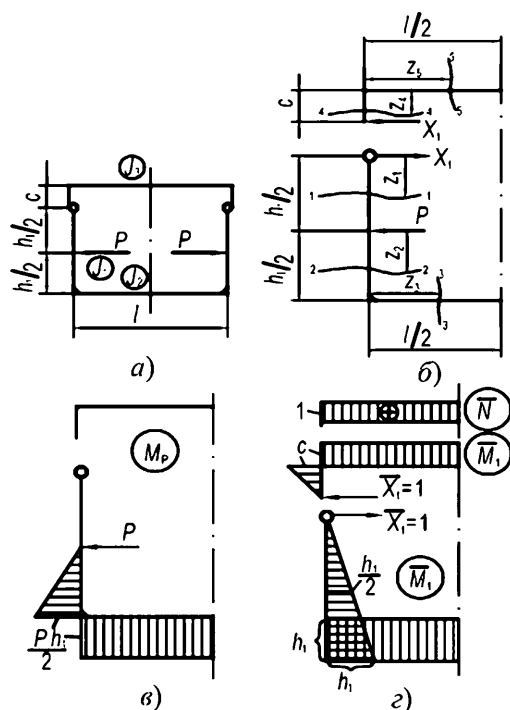


Рис. 2.46. Расчетная схема и эпюры моментов рамы

Образованная стержневая система (рис. 2.46, а) станины представляет собой статически неопределимую плоскую раму. В качестве основной системы принимаем симметричный вариант (рис. 2.46, б). Вследствие симметрии приложенной нагрузки, конструкции рамы и наличия шарнира в месте соединения траверсы со стойкой данная система один раз статически неопределима.

Система канонических уравнений в данном случае запишется

$$\delta_{11}x_1 + \Delta_{1P} = 0. \quad (2.132)$$

Коэффициенты канонических уравнений δ_{11} и Δ_{1P} находятся путем перемножения эпюр моментов от единичных сил и заданной нагрузки (рис. 2.46, б, г):

$$\delta_{11} = \frac{1}{3EJ_1} h_1^3 + \frac{1}{2EJ_2} h_1^2 l + \frac{1}{EF_3} \frac{l}{2};$$

$$\Delta_{1P} = -\frac{5Ph_1^3}{48EJ_1} - \frac{Ph_1^2 l}{4EJ_2}.$$

Подставляя δ_{11} и Δ_{1P} в (3.9), получим неизвестное усилие x_1 :

$$x_1 = \frac{\frac{5Ph_1^3}{48EJ_1} + \frac{Ph_1^2 l}{4EJ_2}}{\frac{1}{3EJ_1} h_1^3 + \frac{1}{2EJ_2} h_1^2 l + \frac{1}{EF_3} \frac{l}{2}}; \quad (2.133)$$

при $EF_3 \rightarrow \infty$, т.е. без учета растяжения траверсы

$$x_1 = \frac{1}{8} \frac{5J_2 Ph_1^3 + 12J_1 h_1^2 l}{2J_2 h_1^3 + 3J_1 h_1^2 l}. \quad (2.134)$$

Строим эпюру изгибающих моментов от заданной нагрузки и найденной силы x_1 , для чего запишем выражения моментов для участков рамы (рис. 2.46, б):

$$M_{н1} = -x_1 z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq \frac{1}{2} h_1; \quad M_{н1} = 0; \quad z_1 = 0,5 h_1; \quad M_{н1} = -\frac{1}{2} x_1 h_1;$$

$$M_{н2} = -x_1 \left(\frac{h_1}{2} + z_2 \right) + P z_2; \quad 0 \leq z_2 \leq \frac{1}{2} h_1; \quad z_2 = 0; \quad M_{н2} = -\frac{1}{2} x_1 h_1;$$

$$z_2 = \frac{1}{2} h_1; \quad M_{н2} = \left(\frac{1}{2} P - x_1 \right) h_1;$$

$$M_{н3} = \left(\frac{1}{2} P - x_1 \right) h_1;$$

$$M_{н4} = x_1 z_4; \quad 0 \leq z_4 \leq c; \quad z_4 = 0; \quad M_{н4} = 0; \quad z_4 = c; \quad M_{н4} = c x_1;$$

$$M_{н5} = c x_1.$$

Эпюра изгибающих моментов M_n приведена на рис. 2.47, а.

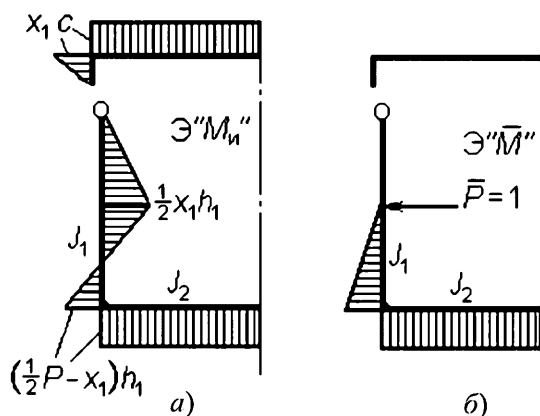


Рис. 2.47. Эпюры моментов

Напряжения в опасном сечении станины вальцов определяем по соотношению (2.131).

$$\text{Сечение } A-A: \quad \max \sigma_3^{A-A} = \frac{M_{и5}}{W_3} + \frac{x_1}{F_3} \leq [\sigma]_p, \quad (2.135)$$

где $M_{и5} = x_1 c$; $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала траверсы.

$$\text{Сечение } B-B: \quad \max \sigma_1^{B-B} = \frac{M_{и2 \max}}{W_1} \leq [\sigma]_{и}, \quad (2.136)$$

где $M_{и2 \max} = \frac{1}{2} x_1 h_1$; $[\sigma]_{и}$ – допускаемое напряжение на изгиб материала стойки.

$$\text{Сечение } B-B: \quad \max \sigma_2^{B-B} = \frac{M_{и3}}{W_2} \leq [\sigma]_{и}, \quad (2.137)$$

$$\text{где } M_{и2 \max} = \left(\frac{1}{2} P - x_1 \right) h_1.$$

Жесткость рамы вальцов определяется величиной абсолютного прогиба стойки станины в направлении действия распорного усилия P . Для определения горизонтального перемещения в месте приложения усилия P в основной системе (рис. 2.47, б) прикладываем единичное усилие $\bar{P} = 1$ и строим эпюру единичных изгибающих моментов \bar{M} (рис. 2.47, б), далее перемножаем единичную эпюру моментов \bar{M} на окончательную эпюру моментов $\bar{M}_{и}$ по способу Верещагина [26]:

$$f_p = \frac{(2P - 5x_1)h_1^3}{24EJ_1} + \frac{(1/2 P - x_1)h_1^2 l}{4EJ_2} + \frac{x_1 l}{EF_3} \leq [f], \quad (2.138)$$

где f_p – горизонтальное перемещение стойки рамы в направлении действия силы P ; $[f]$ – допускаемый прогиб стойки станины; $\frac{x_1 l}{EF_3}$ –

составляющая перемещения в траверсе от продольной силы X_1 .

На основании полученных результатов для лабораторных вальцев проведен расчет со следующими геометрическими, упругими, силовыми параметрами:

$$\begin{aligned} l &= 0,65 \text{ м}; h_1 = 0,200 \text{ м}; H_1 = 0,125 \text{ м}; b_1 = 0,08 \text{ м}; d_1 = 0,060 \text{ м}; \\ H_2 &= 0,055 \text{ м}; b_2 = 0,08 \text{ м}; d_2 = 0,022 \text{ м}; H_3 = 0,08 \text{ м}; b_3 = 0,08; \\ d_3 &= 0,022 \text{ м}; P = 0,4 \cdot 10^5 \text{ Н}; c = 0,0275 \text{ м}; J_1 = 3250 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4; \\ J_2 &= 1110 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4; J_3 = 348 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4; W_1 = 52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\ W_2 &= 40,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; W_3 = 87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; F_1 = 2500 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; F_2 = 2990 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \\ F_3 &= 4640 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Материал станины чугун СЧ 18: $E = 1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma]_{\text{н}} = 41$ МПа; $[\sigma]_p = 25$ МПа; $[f] = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м.

В результате расчетов по формулам (2.135) – (2.138) для станины вальцов получим следующие значения усилий, напряжений и прогибов:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{1}{8} \frac{1110 \cdot 10^{-9} P (0,2)^3 + 12 P (200)^2 3250 \cdot 10^{-9} \cdot 0,65}{2 \cdot 1110 \cdot 10^{-9} \cdot (0,2)^3 + 3 \cdot 3250 \cdot 10^{-9} \cdot (0,2)^2 \cdot 0,65} = 0,485 \cdot 10^6 P \\ \max \sigma_3^{A-A} &= \left(\frac{0,485 P c}{W_3} + \frac{0,485 P}{F_3} \right) \cdot 10^6 = \frac{0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 27,5}{87 \cdot 10^3} \cdot 10^6 + \\ &+ \frac{0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5}{4640} \cdot 10^6 = (6,2 + 4,15) \cdot 10^6 = 10,35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_p = \\ &= 25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \max \sigma_1^{B-B} &= \frac{1/2 x_1 h_1}{W_1} = \frac{0,5 \cdot 0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 200}{52 \cdot 10^3} = \\ &= 37 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_{\text{н}} = 41 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \max \sigma_2^{B-B} &= \frac{(1/2 P - x_1) h_1}{W_2} = \frac{0,015 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 200}{40,4 \cdot 10^3} = \frac{120 \cdot 10^3}{40,4 \cdot 10^3} = \\ &= 2,96 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_{\text{н}} = 41 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f_p &= \frac{(2P - 5x_1)h_1^3}{24EJ_1} + \frac{(0,5P - x_1)h_1^2l}{4EJ_2} + \frac{x_1l}{EF_3} = \\
 &= -\frac{0,425 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot (200)^3}{24 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,25 \cdot 10^6} + \frac{0,015 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot (200)^2 \cdot 650}{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,11 \cdot 10^6} + \\
 &+ \frac{0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 650}{2 \cdot 10^5 \cdot 4640} = 0,0227 \cdot 10^{-3} \text{ м} < [f] = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}.
 \end{aligned}$$

Вывод: верхняя траверса и основание станины по напряжениям значительно недогружены, хотя в стойках напряжения в пределах допускаемых. Максимальный прогиб на порядок меньше допускаемого. Это говорит о том, что геометрические размеры станины вальцов определяется не жесткостью, а прочностью.

2.5.1.2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ СТАНИНЫ Г-ОБРАЗНОГО КАЛАНДРА (ПРОМЫШЛЕННЫЙ ВАРИАНТ)

Общий вид станины Г-образного каландра приведен на рис. 2.48. Основным критерием работоспособности является прочность и жесткость конструкции, так как повышенные упругие перемещения приводят к изменению технологических параметров получаемой продукции и способствуют возникновению вибрации и шума при работе. Станины каландров для придания жесткости конструкции изготавливаются литыми. Станина крепится к опорной плите шпильками, установленными с зазором и допускающими смещение в горизонтальном направлении.

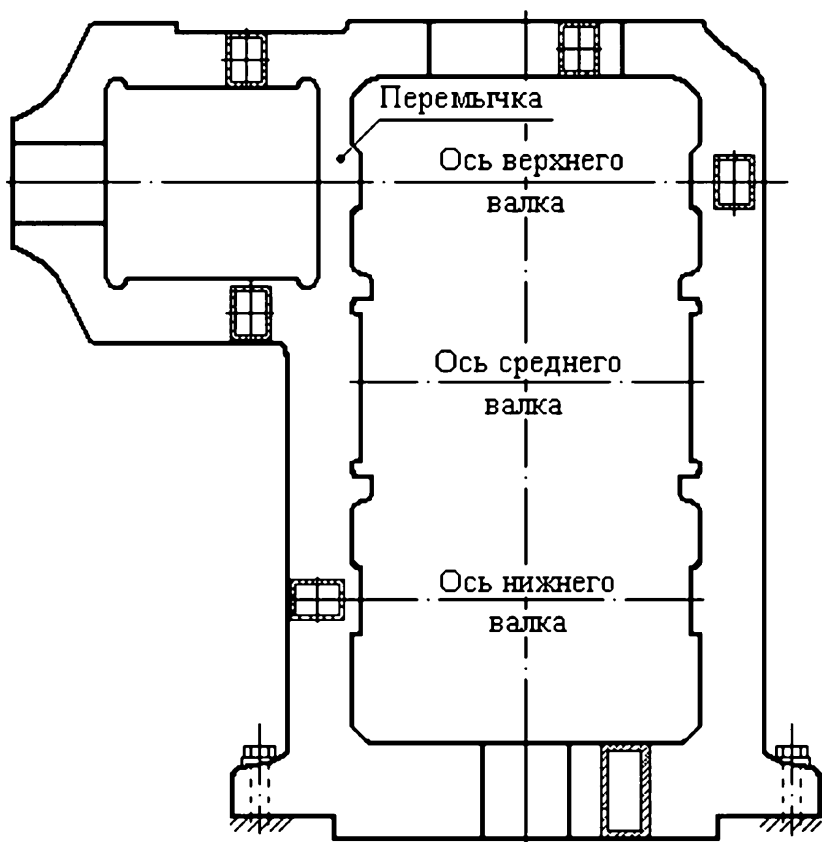


Рис. 2.48. Общий вид станины каландра

Схема нагружения станины представлена на рис. 2.49. Распорные усилия от валков, приложенные к стержням рамы, самоуравновешены и опоры станины каландра испытывают только силы тяжести конструкции. Рама станины статически неопределима.

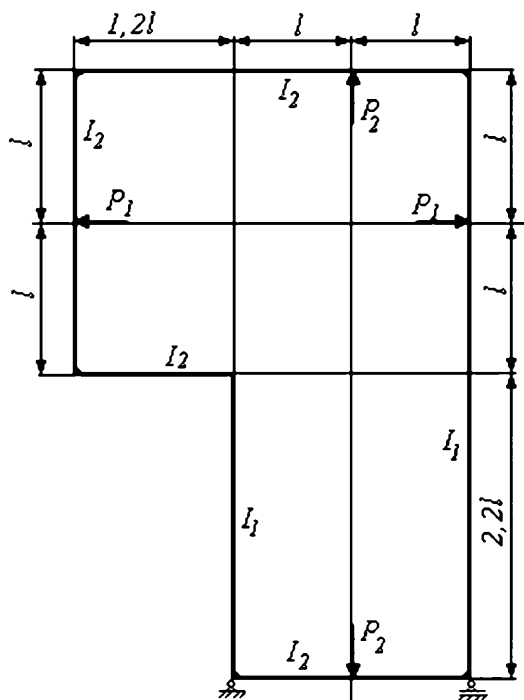


Рис. 2.49. Схема нагружения станины каландра

При выборе расчетной схемы влиянием жесткости перемычки (рис. 2.48), ввиду ее незначительной жесткости на изгиб, можно пренебречь. В дальнейшем будет дана оценка этому допущению. Рама представляет собой трижды статическую неопределимую систему. Для раскрытия статической неопределимости она условно разрезается в одном из сечений и определяются неизвестные усилия в месте разреза с помощью канонических уравнений метода сил. На рис. 2.50 изображена основная расчетная схема рамы.

Система канонических уравнений для рассматриваемой рамы имеет вид (2.124).

Коэффициенты уравнений (2.124) определяются путем перемножения грузовой эпюры изгибающих моментов (рис. 2.51.) и единичных эпюр моментов \overline{M}_i ($i = 1, 2, 3$) (рис. 2.52, а, б, в) и с учетом жесткости участков имеют вид:

$$\delta_{11} = 21,84 \frac{l^3}{EI_2} + 46,17 \frac{l^3}{EI_1}; \quad \delta_{23} = \delta_{32} = 4,4 \frac{l^2}{EI_2} + 9,24 \frac{l^2}{EI_1};$$

$$\begin{aligned}\delta_{12} = \delta_{21} &= 9,68 \frac{l^3}{EI_2} + 20,34 \frac{l^3}{EI_1}; \quad \delta_{22} = 25,9 \frac{l^3}{EI_2} + 21,5 \frac{l^3}{EI_1}; \\ \delta_{13} = \delta_{31} &= 10,24 \frac{l^2}{EI_2} + 16,08 \frac{l^2}{EI_1}; \quad \delta_{33} = 8,4 \frac{l}{EI_2} + 6,4 \frac{l}{EI_1}; \\ \Delta_{1P} &= \frac{9,96P_1 + 2,88P_2}{EI_2} l^3 + \frac{11,77P_1 + 13,45P_2}{EI_1} l^3; \\ \Delta_{2P} &= \frac{9,24P_1 + 1,1P_2}{EI_2} l^3 + \frac{10,58P_1 + 4,62P_2}{EI_1} l^3; \\ \Delta_{3P} &= \frac{5,9P_1 + 1,0P_2}{EI_2} l^2 + \frac{5,12P_1 + 4,2P_2}{EI_1} l^2.\end{aligned}$$

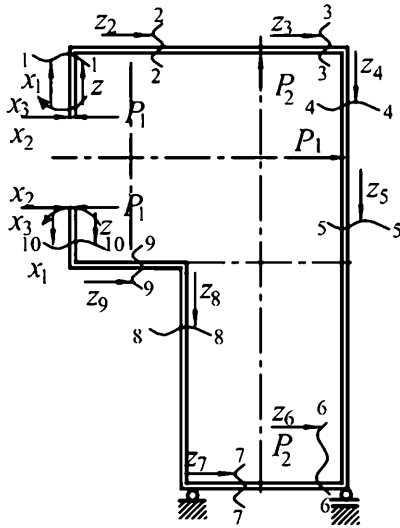


Рис. 2.50. Расчетная схема

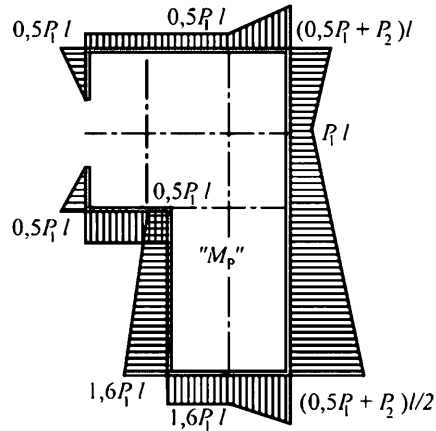


Рис. 2.51. Эпюра моментов от внешних сил

Неизвестные усилия определяются по формулам:

$$x_1 = \frac{\Delta_{1P}\delta_{22}\delta_{33} + \Delta_{3P}\delta_{12}\delta_{23} + \Delta_{2P}\delta_{13}\delta_{22} - \Delta_{3P}\delta_{22}\delta_{13} - \Delta_{2P}\delta_{12}\delta_{33} - \Delta_{1P}\delta_{22}\delta_{32}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{22}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{12}\delta_{22}\delta_{33} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}; \quad (2.139)$$

$$x_2 = \frac{\Delta_{2P}\delta_{11}\delta_{33} + \Delta_{1P}\delta_{23}\delta_{31} + \Delta_{3P}\delta_{13}\delta_{21} - \Delta_{2P}\delta_{31}\delta_{13} - \Delta_{1P}\delta_{33}\delta_{21} - \Delta_{3P}\delta_{11}\delta_{23}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{22}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{12}\delta_{22}\delta_{33} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}; \quad (2.140)$$

$$x_3 = -\frac{\Delta_{3P}\delta_{11}\delta_{22} + \Delta_{2P}\delta_{12}\delta_{31} + \Delta_{1P}\delta_{21}\delta_{31} - \Delta_{1P}\delta_{22}\delta_{31} - \Delta_{3P}\delta_{12}\delta_{21} - \Delta_{2P}\delta_{11}\delta_{32}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}} \quad (2.151)$$

При $P_1 = P_2 = P; I_2 = 0,555I_1$ получаем следующие значения неизвестных усилий: $x_1 = -0,368P$; $x_2 = -0,233P$; $x_3 = -0,235Pl$.

Зная значения для неизвестных усилий в разрезе рамы, записываем выражения для окончательных эпюр изгибающих моментов:

$$M_{н1} = -x_3 + x_2 z_1 + \frac{P_1}{2} z_1; \quad z_1 = 0; \quad M_{н1} = -0,235Pl; \quad z_1 = l; \quad M_{н1} = 0,498Pl;$$

$$M_{н2} = -x_3 - x_1 z_1 + x_2 l + \frac{P_1}{2} l; \quad z_2 = 0; \quad M_{н2} = 0,498Pl; \quad z_2 = 2,2l; \quad M_{н2} = -0,321Pl;$$

$$M_{н3} = -x_3 - x_1(2,2 + z_3) + \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)l; \quad z_3 = 0;$$

$$M_{н3} = -0,31Pl; \quad z_3 = l; \quad M_{н3} = 0,321Pl.$$

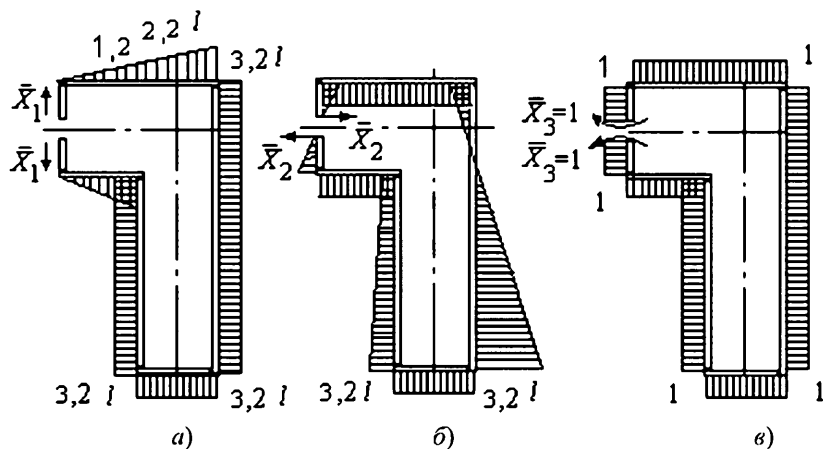


Рис. 2.52. Эпюры единичных моментов

$$M_{н4} = -x_3 - x_1 3,2 + \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)l - \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)z_4 + P_2 l;$$

$$z_4 = 0: M_{н4} = 0,321Pl; \quad z_4 = l: M_{н4} = -0,412Pl.$$

$$M_{н5} = -x_3 - x_1 3,2l - \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)z_5 + P_2 l + P_1 z_5;$$

$$z_5 = 0: M_{н5} = 0,412Pl; \quad z_5 = 3,2l: M_{н5} = 0,442Pl.$$

$$M_{н6} = -x_3 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)3,2l - x_1(2,2 + z_6);$$

$$\begin{aligned}
z_6 = 0: M_{и6} &= -0,189Pl; & z_6 = l: M_{и6} &= 0,442Pl. \\
M_{и7} &= -x_3 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)3,2l - x_1(1,2 + z_7); \\
z_7 = 0: M_{и7} &= 0,177Pl; & z_4 = l: M_{и7} &= -0,189Pl. \\
M_{и8} &= -x_3 - x_11,2l + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)(l + z_8); \\
z_8 = 0: M_{и8} &= -0,410Pl; & z_8 = l: M_{и8} &= 0,177Pl. \\
M_{и9} &= -x_3 - x_1z_9 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)l; \\
z_9 = 0: M_{и9} &= 0,032Pl; & z_9 = 1,2l: M_{и9} &= -0,410Pl. \\
M_{и10} &= -x_3 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)z_{10}; \\
z_{10} = 0: M_{и10} &= -0,235Pl; & z_{10} = l: M_{и10} &= 0,032Pl.
\end{aligned}$$

Окончательная эпюра изгибающих моментов приведена на рис. 2.53.

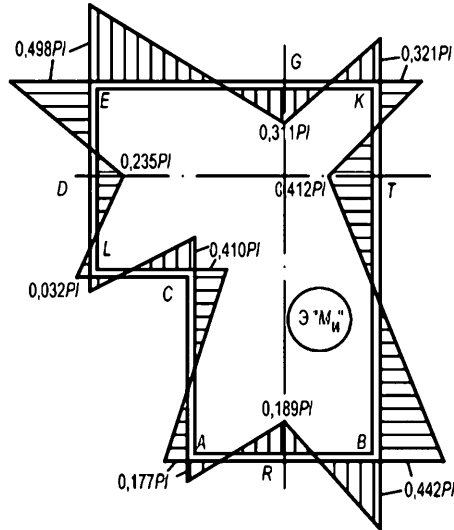


Рис. 2.53. Окончательная эпюра моментов

Для проверки правильности построения эпюры $M_{и}$ (рис. 2.54) необходимо эту эпюру перемножить на одну из единичных эпюр моментов (рис. 2.53), например на \bar{M}_3 :

$$\begin{aligned}
\delta_{M_B \bar{M}_3} &= \frac{Pl^2}{EJ_2} [0,498 \cdot 0,68 + 0,498 \cdot 1,354 + 0,321 \cdot 0,51 + 0,442 \cdot 0,7 + \\
&+ 0,177 \cdot 0,48 + 0,032 \cdot 0,086 + 0,032 \cdot 0,18 - 0,235 \cdot 0,92 - 0,311 \cdot 0,546 - \\
&- 0,311 \cdot 0,49 - 0,189 \cdot 0,3 - 0,189 \cdot 0,52 - 0,411 \cdot 1,114 - 0,235 \cdot 0,82] \cdot 1/2 \cdot 1 +
\end{aligned}$$

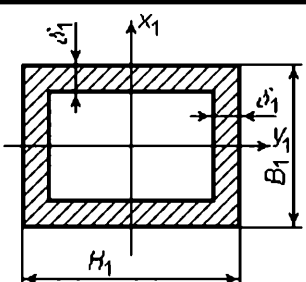
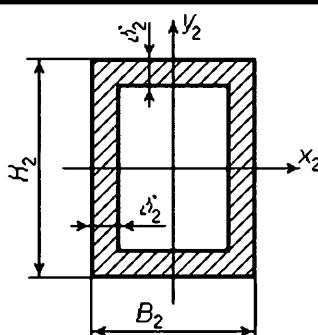
$$+ \frac{Pl^2}{EJ_1} [0,177 \cdot 0,66 + 0,442 \cdot 1,66 + 0,321 \cdot 0,438 - 0,410 \cdot 1,54 - 0,412 \cdot 1,54 - 0,453 \cdot 0,562] \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 = \frac{Pl^2}{EJ_1} [0,259 - 0,269] = 0,01 \cdot \frac{Pl^2}{EJ_1} \approx 0.$$

Процентная ошибка: $\frac{0,01 \cdot 100 \%}{0,259} = 3,7 \% < 5$ – допустимо.

Расчет напряжений в наиболее опасных сечениях рамы каландра

Конструкция рамы выполнена литой прямоугольного коробчатого сечения. Материал станины: чугун СЧ15, $[\sigma]_{\text{н}} = 35$ МПа; $[\sigma_p] = 20$ МПа [20]; $P = 10^6$ Н; $l = 0,55$ м.

2.5. Определение геометрических характеристик сечений участков рамы

Горизонтальное (тип 1)	Вертикальное (тип 2)
	
$F_1 = H_1 B_1 - (H_1 - 2\delta_1)(B_1 - 2\delta_1);$ $J_{x_1} = \frac{B_1 H_1^3}{12} - \frac{(B_1 - 2\delta_1)(H_1 - 2\delta_1)^3}{12};$ $W_{x_1} = \frac{2J_{x_1}}{H_1}.$ При $H_1 = 0,5$ м; $B_1 = 0,390$ м; $\delta_1 = 0,055$ м имеем: $F_1 = 74,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$ $J_{x_1} = 213 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4;$ $W_{x_1} = 0,852 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$	$F_2 = H_2 B_2 - (H_2 - 2\delta_2)(B_2 - 2\delta_2);$ $J_{x_2} = \frac{B_2 H_2^3}{12} - \frac{(B_2 - 2\delta_2)(H_2 - 2\delta_2)^3}{12};$ $W_{x_2} = \frac{2J_{x_2}}{H_2}.$ При $H_2 = 0,4$ м; $B_2 = 0,29$ м; $\delta_1 = 0,05$ м имеем: $F_2 = 63,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$ $J_{x_2} = 118,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4;$ $W_{x_2} = 0,592 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$

Условие прочности для участка (тип 1) рамы запишется

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и max}}}{W_X} + \frac{N_{\max}}{F} \leq [\sigma], \quad (2.142)$$

где $M_{\text{и max}}$ – наибольший изгибающий момент в опасном сечении участка рамы, Н·м; W_X – момент сопротивления сечения рамы, м³; N_{\max} – нормальная сила на данном участке, Н; F – площадь сечения рамы, м²; $[\sigma] = [\sigma]_{\text{и}}$ – допускаемое напряжение изгиба для материала рамы.

Проверяем напряжения в наиболее опасных участках рамы:

а) сечение B правой вертикальной стойки:

$$M_{\text{и max}}^B = 0,442 Pl; \quad N = P_2 - x_2 = 0,632 P;$$

при $P = 100 \text{ т} = 1000 \text{ кН} = 10^6 \text{ Н}$ и $l = 550 \text{ м}$ имеем:

$$\sigma_{\max}^B = \frac{0,442 \cdot 10^6 \cdot 550}{0,852 \cdot 10^7} + \frac{0,632 \cdot 10^6}{74,8 \cdot 10^3} = 36,98 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx [\sigma]_{\text{и}} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

б) сечение E верхнего горизонтального участка рамы:

$$\sigma_{\max}^E = \frac{0,498 \cdot 10^6 \cdot 550}{0,592 \cdot 10^7} + \frac{0,733 \cdot 10^6}{63,8 \cdot 10^3} = 57,9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 > [\sigma]_{\text{и}} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Вывод: Верхний горизонтальный участок рамы в сечении E не удовлетворяет условию прочности, необходимо увеличить толщину δ_2 коробчатого прямоугольного сечения.

Принимаем $\delta_2 = 0,055 \text{ м}$ (как для стоек):

$$W_{X_2} = \frac{2J_{X_2}}{H_2}; \quad J_{X_2} = \frac{B_2 H_2^3}{12} - \frac{(B_2 - 2\delta_2)(H_2 - 2\delta_2)^3}{12} = \frac{0,29 \cdot 0,4^3}{12} - \frac{0,28 \cdot 0,38^3}{12} = 0,269 \cdot 10^4 \text{ м};$$

$$W_{X_2} = \frac{2 \cdot 269 \cdot 10^4}{0,4} = 1,345 \cdot 10^4 \text{ м}^3; \quad F_2 = 0,4 \cdot 0,29 - 0,39 \cdot 0,28 = 75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$\sigma_{\max}^E = \left(\frac{0,498 \cdot 10^6 \cdot 0,55}{1,34 \cdot 10^4} + \frac{0,733}{75 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 10^6 = 30,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_{\text{и}} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Прочность рамы обеспечена.

2.5.2 Расчет рамы каландра на жесткость

Определим взаимное (относительное) перемещение сечений рамы в местах установки горизонтальных и вертикальных валков, для чего в сечениях $D-T$ и $G-R$ основной системы (рис. 2.54) прикладываем

попарно единичные силы $\bar{P}_{гор} = 1$ и $\bar{P}_{верт} = 1$, строим от них единичные эпюры моментов $\bar{M}_{гор}$, $\bar{M}_{верт}$ (рис. 3.13, а, б) и перемножаем на окончательную эпюру изгибающих моментов (рис. 3.10).

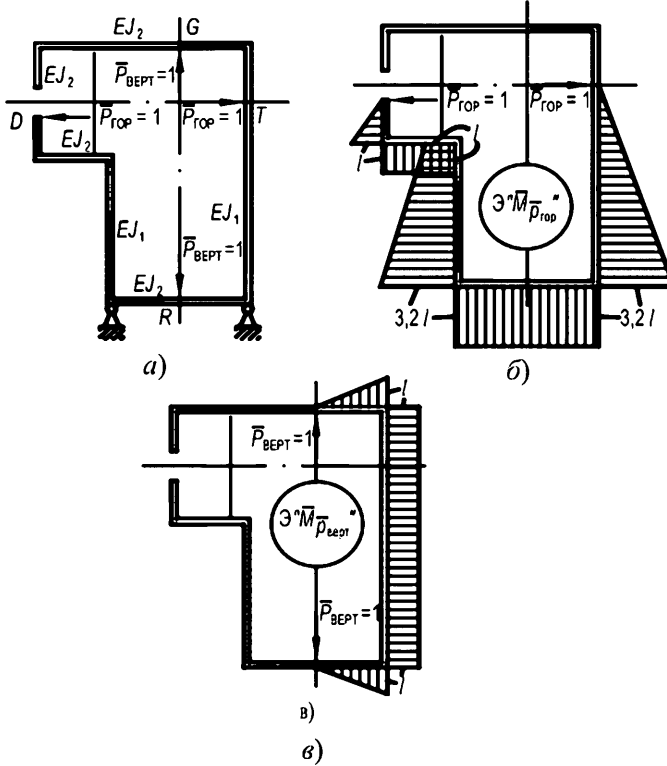


Рис. 2.54. Единичные эпюры моментов для определения перемещений

Относительное горизонтальное перемещение сечений D и T :

$$\begin{aligned} \Delta_{гор}^{D-T} &= \frac{1}{EJ_2} \left[-1/2 \cdot 0,235Pl \cdot 0,82l \cdot 2/3 \cdot 0,82l + 1/2 \cdot 0,032Pl \cdot 0,18l \times \right. \\ &\times (0,82 + 2/3 \cdot 0,18)l + 1/2 \cdot 0,032 \cdot 0,086Pl^2l - 1/2 \cdot 0,41 \cdot 1,114lPl^2 + \\ &+ \frac{-0,189+0,177}{2} Pl^2 \cdot 3,2l + \frac{-0,189+0,442}{2} Pl^2 \cdot 3,2l \left. \right] + \frac{1}{EJ_1} \left[-1/2 \cdot 0,41 \times \right. \\ &\times 1,54Pl^2(1/3 \cdot 1,54l + l) + 1/2 \cdot 0,177Pl \cdot 0,66l \cdot (l + 1,98l) - 1/2 \cdot 0,412 \times \\ &\times Pl \cdot 1,54l \cdot 1/3 \cdot 1,54l + 1/2 \cdot 0,442Pl \cdot 1,66l \cdot (1,54l + 2/3 \cdot 1,66l) \left. \right] = \\ &= \frac{-0,1088Pl^3}{EJ_2} + \frac{0,507Pl^3}{EJ_1} = 0,313 \frac{Pl^3}{EJ_1}. \end{aligned}$$

При $P = 10^6$ Н; $l = 0,555$ м; $E = 1,3 \cdot 10^5$ МПа; $J_1 = 213 \cdot 10^{-5}$ м⁴

$$\Delta_{\text{гор}}^{D-T} = 0,111 \cdot 10^{-3} \text{ м} < [\Delta] = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Относительные вертикальные перемещения сечений G и R :

$$\Delta_{\text{верт}}^{G-R} = \frac{1}{EJ_2} [-0,311Pl \cdot l \cdot 1/2l + 1/2 \cdot 0,632Pl \cdot 2/3l - 0,191Pl \cdot l \cdot 1/2l + \\ + 1/2 \cdot 0,632Pl \cdot l \cdot 2/3l] + \frac{1}{EJ_1} [0,321Pl \cdot l \cdot l - 1/2 \cdot 0,733Pl \cdot l \cdot l - 0,412Pl \times \\ \times 3,2l \cdot l + 1/2 \cdot 0,854Pl \cdot 3,2l \cdot l] = \left(\frac{0,1703}{EJ_2} + \frac{0,005}{EJ_1} \right) Pl^3 = \frac{0,308Pl^3}{EJ_1};$$

при $J_1 = 1,8J_2$

$$\Delta_{\text{верт}}^{G-R} = \frac{0,308 \cdot 10^6 \cdot 555^3}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 213 \cdot 10^7} = 0,189 \cdot 10^{-3} \text{ м} < [\Delta] = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Жесткость рамы обеспечена.

2.5.3. Расчет рамы Г-образного каландра с учетом перемычки

Кратко изложим методику расчета рамы каландра с учетом перемычки (рис. 2.50). Ввиду малой жесткости сечения перемычки будем считать ее работающей только на растяжение и дадим оценку влияния перемычки на общее напряженное состояние рамы. Расчетная схема рамы с учетом перемычки показана на рис. 2.55, а, а ее основная система изображена на рис. 2.55, б.

Данная рама четырежды статически неопределима. Наряду с неизвестными усилиями в месте разреза x_1 , x_2 , x_3 возникает неизвестное растягивающее усилие x_4 в месте соединения перемычки с рамой (рис. 2.55, б).

Канонические уравнения для определения неизвестных усилий запишутся:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \delta_{14}x_4 + \Delta_{1P} &= 0; \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \delta_{24}x_4 + \Delta_{2P} &= 0; \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \delta_{34}x_4 + \Delta_{3P} &= 0; \\ \delta_{41}x_1 + \delta_{42}x_2 + \delta_{43}x_3 + \delta_{44}x_4 + \Delta_{4P} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.143)$$

Методика определения коэффициентов канонических уравнений такая же, как и в пп. 2.5.1. Приведем недостающие выражения коэф-

коэффициентов, вызванных действием единичной силы $\bar{x}_4 = 1$. Эпюра единичных моментов приведена на рис. 2.55, в.

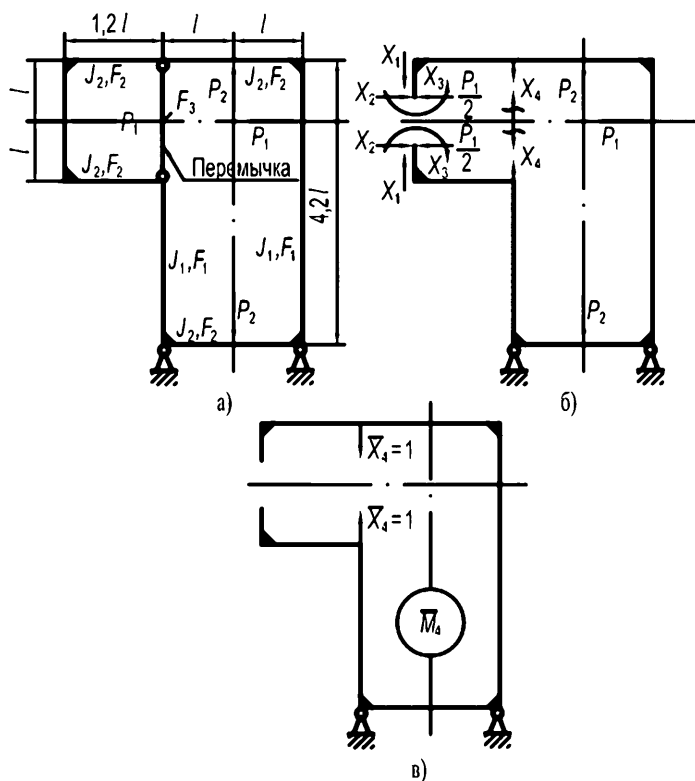


Рис. 2.55. Схема нагружения рамы и ее основная система

$$\delta_{44} = \frac{16l^3}{3EJ_2} + \frac{16,8l^3}{EJ_1}; \quad \delta_{41} = \delta_{14} = -\frac{10,13l^3}{EJ_2} - \frac{26,9l^3}{EJ_1};$$

$$\delta_{42} = \delta_{24} = -\frac{4,4l^3}{EJ_2} - \frac{9,24l^3}{EJ_1}; \quad \delta_{43} = \delta_{34} = -\frac{4l^2}{EJ_2} - \frac{8,4l^3}{EJ_1};$$

$$\Delta_{4P} = -\frac{1}{EJ_2} [4,2P_1l^3 + 1,66P_2l^3] - \frac{1}{EJ_1} [5,62P_1l^3 + 8,4P_2l^3]$$

Подставляя значения ранее найденных коэффициентов (пп. 2.5) и полученных в систему уравнений, находим значения неизвестных усилий при $P_1 = P_2 = P$:

$$x_1 = 0,247P; x_2 = 0,245P; x_3 = 0,292P; x_4 = 0,176P.$$

Окончательная эпюра изгибающих моментов с учетом перемычки в раме показана на рис. 3.15.

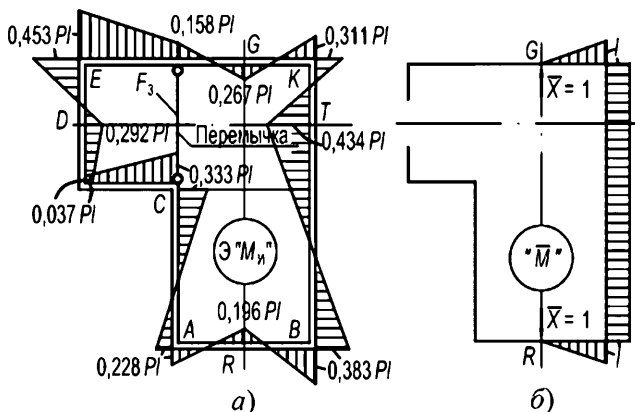


Рис. 2.56. Окончательная эпюра изгибающих моментов с учетом перемычки

Сравнивая эпюры изгибающих моментов, полученных без учета перемычки (рис. 2.53) и с учетом перемычки (рис. 2.56), приходим к выводу, что наличие перемычки в какой-то мере снижает значения изгибающих моментов в раме, но не значительно. По максимальным моментам это составляет $\frac{0,498Pl - 0,434Pl}{0,498Pl} \cdot 100\% = 13\%$.

Посмотрим, как отразится перемещение в раме с учетом перемычки. Перемножая эпюры M_n на \bar{M} (рис. 2.56), получим взаимное удаление сечений G и R рамы:

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{верг}}^{G-R} &= \frac{1}{EJ_2} \left[\frac{-0,267 + 0,311}{2} Pl \cdot l \cdot 0,11l + \frac{-0,196 + 0,383}{2} Pl \cdot l \cdot 0,19l \right] + \\ &+ \frac{1}{EJ_1} \left[\frac{0,311 - 0,434}{2} Pl \cdot l \cdot l + \frac{-0,434 + 0,383}{2} Pl \cdot l \cdot 3,2l \right] = \\ &= \frac{1}{EJ_2} [0,00248Pl^3 + 0,0177Pl^3] + \frac{1}{EJ_1} [-0,0615Pl^3 - 0,0805Pl^3] = \\ &= 0,163 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

Перемычка даст уменьшение прогиба на

$$\frac{0,189 - 0,163}{0,189} \cdot 100 \% \approx 14 \% .$$

Вывод: при расчете на прочность и жесткость рамы каландра учет перемычки дает возможность снизить напряжение на 13 %, а максимальный прогиб на 14 % по сравнению с рамой без учета перемычки, однако трудоемкость вычислений значительно увеличивается.

Поэтому при расчете станины Г-образного каландра в качестве расчетной схемы можно принять раму без учета перемычки.

2.5.4. ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНИН ВАЛЬЦЕВ

В работах [56–60] было отмечено, что задачей проводимых расчетов станин вальцев является не только определение напряжений во всей конструкции на стадии проектирования, но и создание равнопрочных конструкций, обеспечивающих минимальную металлоемкость.

Если в большинстве сечений станины напряжения одинаковы и не превышают допусковых, то задача проектирования равнопрочной конструкции решена. Если нет – то размеры конструкции станины еще раз уточняются.

Как показали проверочные расчеты станины вальцев, не все участки рамы работают по напряжениям одинаково: значительно недогружены верхняя траверса и нижнее основание. Поэтому возникает необходимость проведения окончательных расчетов по оптимизации конструктивных параметров элементов станины, чтобы удовлетворялись все проектные требования, такие как ограничения, накладываемые на напряжения, прогибы и геометрию конструкции при ее наименьшей массе.

Для решения поставленной задачи используем хорошо зарекомендовавший себя на практике математический аппарат оптимизации – метод скользящего допуска (МСД) [13].

Задача весовой оптимизации для станины вальцев может быть сформулирована следующим образом: из условий заданных максимального распорного усилия между валками, допускаемых напряжений для материала станины (рис. 2.42) и прогиба валков найти такие значения толщин H_1 , H_2 , и H_3 сечений рамы (рис. 2.57), чтобы объем материала системы был минимальным, т.е.:

$$V(H^*) = \min V(H), H \in D; \quad (2.144)$$

$$D = \{H: \sigma_{\max}(H) \leq [\sigma]_i; f^i_{\max}(H) \leq [f]_i; a_i \leq H_i \leq b_i; i = 1, 2, 3\}. \quad (2.145)$$

Здесь $V(H^*)$ – объем (масса) конструкции станины; a_i , b_i – наибольший и наименьший размеры сечений станины; $[\sigma]_r$, $[\sigma]_u$ – допускаемые напряжения для материала станины при растяжении и изгибе соответственно; $[f]_i$ – допускаемый прогиб валка, равный допускаемой величине разнотолщинности получаемого изделия; $\sigma^i_j(H_i)$ – эквивалентные напряжения для материала по принятой гипотезе прочности; D – допускаемая область проектных решений.

2.5.4.1. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТАНИНЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВАЛЬЦЕВ С РАСПОРНЫМ УСИЛИЕМ 1000 кН

Общий вид конструкции станины промышленных вальцев приведен на рис. 2.43. Данная конструкция разработана на заводе «Тамбовполимермаш» и представляет собой литую станину двутаврового сечения, отлитую из стали марки Сталь 45Л, боковые стойки и горизонтальная поперечина в сечении имеют симметричный двутавр, траверса также выполнена в виде двутавра с разной шириной полок.

Размеры и форма сечений станины приведены на рис. 2.43.

Следует отметить, что сечение Н-образной рамы имеет одинаковые размеры и форму, т.е. $J_1 = J_2$.

Для удобства вычисления геометрических характеристик сечений рамы заменим горизонтальные верхние и нижние полки двутавра на прямоугольники. В результате получим приведенное сечение двутавра (рис. 2.43, в). Тогда, имея приведенное сечение двутавра, получим в общем виде следующие геометрические характеристики [59]:

Момент инерции относительно оси X :

$$J_X = \frac{1}{3} (By_1^3 - B_1h^3 + by_1^3 - b_1h_1^3). \quad (2.146)$$

Моменты сопротивления:

– для верхних волокон

$$W_X^B = \frac{J_X}{y_1'}; \quad (2.147)$$

– для нижних волокон

$$W_X^H = \frac{J_X}{y_1}. \quad (2.148)$$

Площадь сечения

$$F = bc_1 + a(h + h_1) + Bc. \quad (2.129)$$

Центр тяжести сечения

$$y_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{aH^2 + B_1c^2 + b_1c_1(2H - c_1)}{aH + B_1c + b_1c_1},$$

где $b_1 = b - a$; $B_1 = B - a$; $y_1' = H - y_1$; $h = y_1 - c$; $h_1 = y_1' - c_1$.

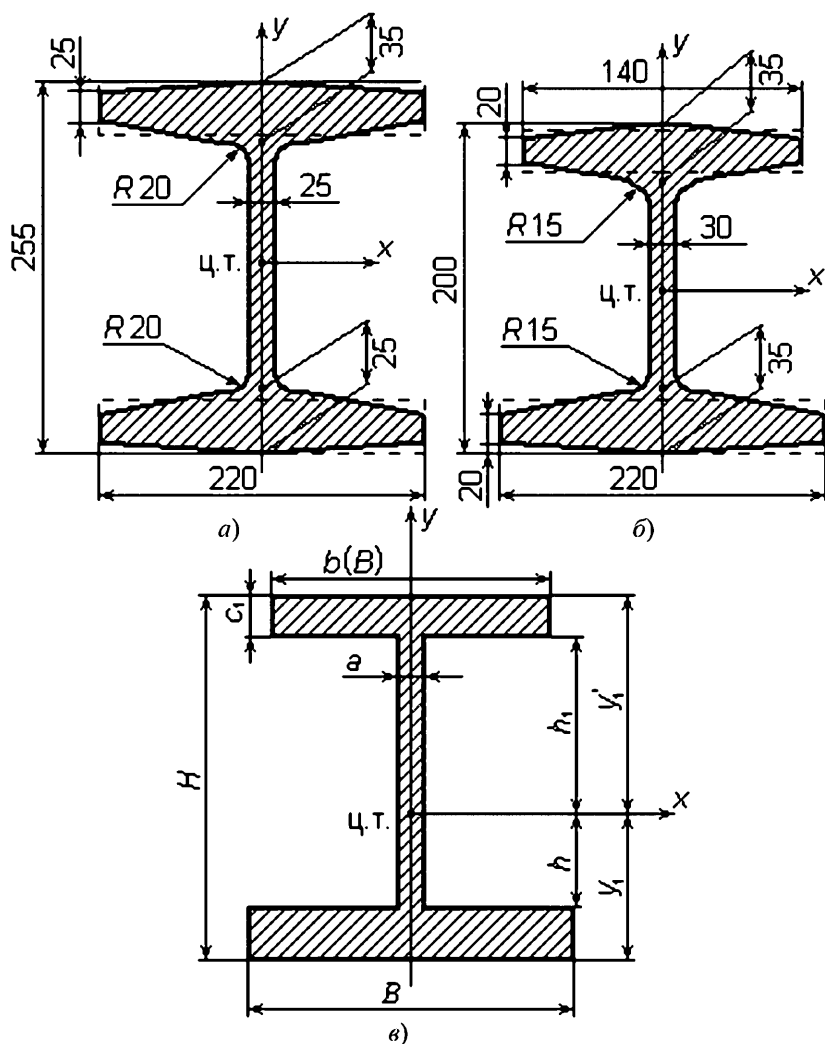


Рис. 2.57. Форма сечений рамы

Подставляя в формулы (2.146) – (2.149) размеры, приведенные на рис. 2.57, а, б, получим:

– для вертикальных стенок:

$$\begin{aligned}
 J_1 &= 245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; & F_1 &= 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \\
 W_1^B &= 2,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; & W_1^H &= 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \\
 H_1 &= 0,25 \text{ м}; & B_1 &= 0,22 \text{ м}.
 \end{aligned}
 \tag{2.150}$$

– для горизонтальной перекладины:

$$\begin{aligned} J_2 &= J_1; \quad F_2 = F_1; \quad W_2^B = W_1^B; \\ W_2^H &= W_1^H; \quad H_2 = H_1; \quad B_2 = B_1. \end{aligned} \quad (2.151)$$

– для траверсы:

$$\begin{aligned} J_3 &= 33,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \quad F_3 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \\ W_3^B &= 0,276 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \quad W_3^H = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \\ H_3 &= 0,1925 \text{ м}; \quad B_3 = 0,22 \text{ м}; \quad b_3 = 0,140 \text{ м}. \end{aligned} \quad (2.152)$$

Исходные данные для расчета станины вальцев (промышленный вариант):

$$\begin{aligned} h_1 &= 0,435l; \quad h_2 = 0,333l; \quad l = 1,520 \text{ м}; \quad J_2 = J_1 = 245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \\ J_3 &= 33,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \quad P = 1000 \text{ кН}; \end{aligned}$$

материал – Сталь 45Л; $[\sigma]_{\text{н}} = 150 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ [20].

Согласно рис. 2.43, *а* данная рама станины вальцев трижды статически неопределима, для нашего случая получим следующие значения неизвестных усилий: $x_1 = -0,004Pl$; $x_2 = -0,885P$; $x_3 = 0,362P$.

Окончательная эпюра изгибающих моментов для рамы приведена на рис. 2.43, *б* (ввиду симметрии рамы показана ее половина).

Напряжения в опасных участках рамы определяются по формуле

$$\text{а) траверса} \quad \sigma_{3\text{max}} = \sigma_{\text{тр}} = \frac{x_3 c}{W_3^B} + \frac{x_3}{F_3} \leq [\sigma], \quad (2.153)$$

где $c = 0,0875 \text{ м}$; $W_3^B W_3^B = 0,276 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $F_3 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $x_3 = 0,362P$; $P = 10^6 \text{ Н}$.

$$\sigma_{\text{тр}} = 115 + 25,8 = 143,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} = 150 \text{ МПа}.$$

б) Н-образная стойка:

Сечение *D*:

$$\sigma_{1\text{max}} = \sigma_d = \frac{M_{\text{н}}^D}{W_1^H} = \frac{x_3 \frac{h_1}{2}}{W_1^H} = \frac{120 \cdot 10^6}{1,77 \cdot 10^6} = 68 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}}. \quad (2.154)$$

Сечение E:

$$\sigma_{2\max} = \sigma_e = \frac{M_{II}^E}{W_2} + \frac{x_2}{F_2} = \frac{x_1}{W_2} + \frac{x_2}{F_2} = 3,9 + 55 = 58,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{II}. \quad (2.155)$$

Сечение B:

$$\sigma_{4\max} = \sigma_B = \frac{M_{II}^B}{W_1^H} = \frac{0,056Pl}{W_1^H} = 48 \text{ МПа} < [\sigma]_{II}. \quad (2.156)$$

Абсолютный прогиб рамы в точке приложения силы P определяется путем перемножения единичной эпюры моментов (рис. 2.44, в) на эпюру моментов от заданных сил (рис. 2.44, б):

$$\begin{aligned} f_D = \frac{1}{EI_1} & \left[-x_3 \frac{h_1^3}{16} - x_3 \frac{h_1^3}{24} + \frac{Ph_1^3}{24} - x_3 h_1 h_2 (2h_2 + h_1) \frac{1}{4} - \right. \\ & - \frac{1}{2} x_3 h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) + Ph_1 h_2 \left(h_2 + \frac{h_1}{2} \right) \frac{1}{4} + \frac{1}{2} Ph_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) - \\ & - \frac{1}{2} x_2 h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) - \frac{1}{2} x_1 h_2 \left(h_2 + \frac{h_1}{2} \right) - \frac{1}{2} x_1 h_2 \left(h_2 + \frac{h_1}{2} \right) \left. \right] + \\ & + \frac{x_3 l / 2}{EF_3} + \frac{x_2 l / 2}{EF_2} \leq [f], \end{aligned} \quad (2.157)$$

где $[f]$ – допускаемый прогиб для рамы, $[f] = 0,001 \text{ м}$.

$f_D = 0,000384 \text{ м} < [f] = 0,001 \text{ м}$, т.е. жесткость станины вальцев обеспечена.

Результаты расчетов по допускаемым напряжениям показали, что не все участки станины вальцев испытывают напряжения, равные допускаемым. Это говорит о том, что метод расчета конструкций по допускаемым напряжениям не дает возможности получить равнопрочную конструкцию, что приводит в целом к значительному расходу металла, а, следовательно, к утяжелению массы станины.

Для получения конструкции станины вальцев минимальной массы с равнопрочными элементами проведем оптимизацию конструктивных параметров станины. В качестве искомых параметров станины принимаем: высоту сечения траверсы H_3 , высоту сечения ригеля (гори-

горизонтальная перекладина H_2 и ширину сечения стойки H_1 (рис. 2.57). Все остальные параметры двутаврового профиля являются функциями параметров H_i ($i = 1, 2, 3$) (рис. 2.58).

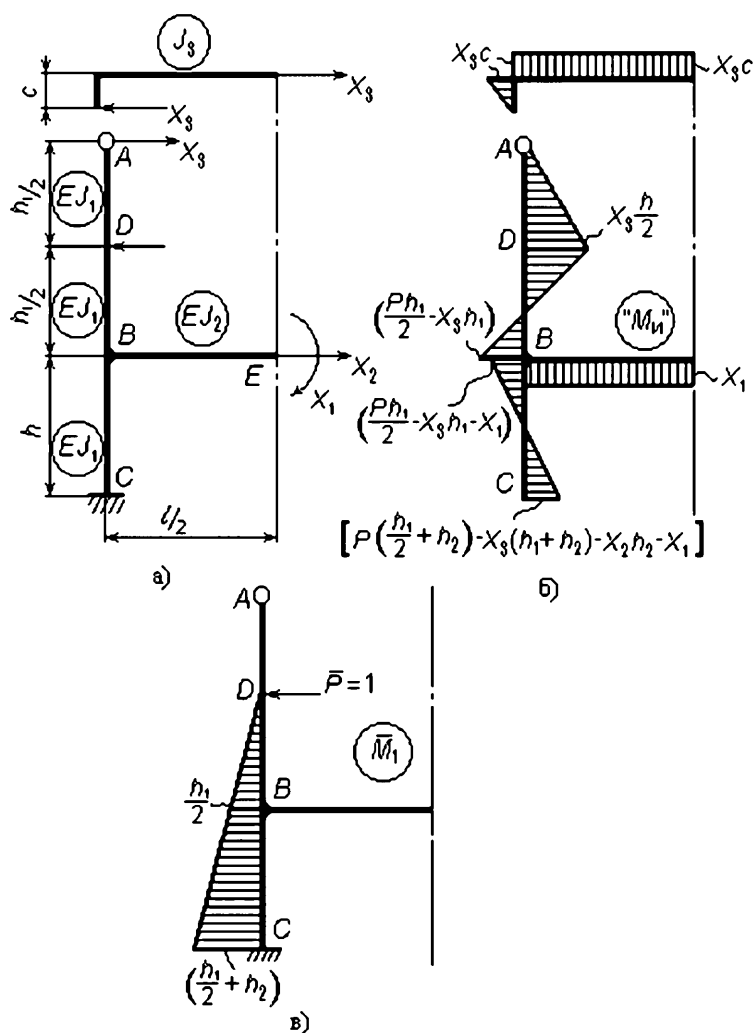


Рис. 2.58. Эпюра моментов для рамы

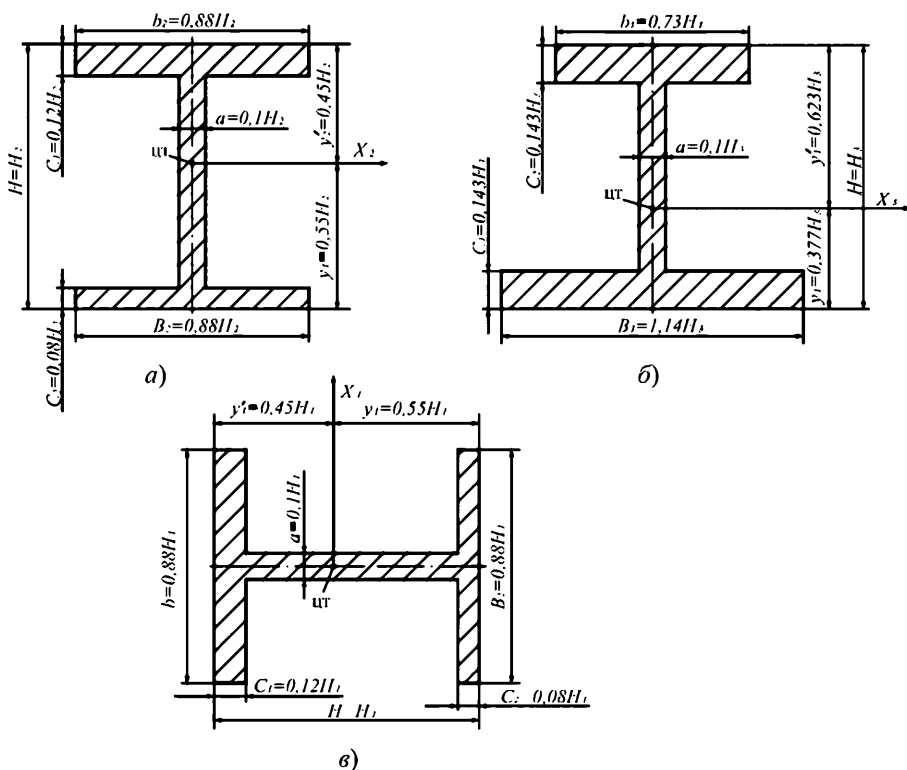


Рис. 2.59. Форма сечений рамы

При этом в расчетах приняты следующие ограничения на размеры проектных параметров:

$$0,1 \leq x_1 \leq 0,2 \text{ м}; \quad 0,1 \leq x_2 \leq 0,2 \text{ м}; \quad 0,1 \leq x_3 \leq 0,2 \text{ м}.$$

Система уравнений для ограничения прочности имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_{1\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \\ \frac{\sigma_{2\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \\ \frac{\sigma_{3\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \\ \frac{\sigma_{4\max}}{[\sigma]} - 1 &\leq 0 \end{aligned} \right\},$$

где $\sigma_{1\max}$, $\sigma_{2\max}$, $\sigma_{3\max}$, $\sigma_{4\max}$ – максимальные напряжения соответственно в стойках, нижнем поясе рамы и траверсе, определенные из уравнений (2.154) – (2.156):

$$\sigma_{1\max} = \sigma_D = \frac{0,0785Pl}{0,112H_1^3};$$

$$\sigma_{2\max} = \sigma_E = \frac{0,004Pl}{0,112H_2^3} + \frac{0,885P}{0,2665H_2^2};$$

$$\sigma_{3\max} = \sigma_{\text{пр}} = \frac{0,362Pc}{0,0386H_3^3} + \frac{0,362P}{0,378H_3^2};$$

$$\sigma_{4\max} = \sigma_B = \frac{0,056Pl}{W_1^H}.$$

Функция минимального объема станины валльцев запишется

$$V(H_1, H_2, H_3) = 2 \cdot 0,2565H_1^2(h_1 + h_2) + 0,2565H_2^2l + 0,378H_3^2l.$$

Для получения проекта минимального объема использовался метод МСД при следующих данных: шаг $l = 0,005$ м; начальная стартовая точка $H_1^{(0)} = H_2^{(0)} = H_3^{(0)} = 0,08$ м; степень точности поиска $\varepsilon = 10^{-3}$.

Расчет проводился с помощью программы 7 на ЭВМ (прил.), на которую получены свидетельства об официальной регистрации [63, 64].

2.5.4.2. ОПИСАНИЕ БЛОК-СХЕМЫ АЛГОРИТМА МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ СТАНИНЫ ВАЛЛЬЦЕВ ПРОМЫШЛЕННЫХ С РАСПОРНЫМ УСИЛИЕМ 1000 КН

Блок 1. Начало

Блок 2. Ввод исходных данных: $[\sigma]$, ρ , a_i , b_i , $H_1^{(0)}$, T , P , μ , C , E .

Блок 3. Расчет максимальных напряжений в опасных сечениях станины валльцев: $\sigma_{1\max}$, $\sigma_{2\max}$, $\sigma_{3\max}$, $\sigma_{4\max}$.

Блок 4. Расчет объема конструкции станины валльцев $V(\bar{x})$.

Блок 5. Проверка выполнения условий прочности и граничных условий варьируемых параметров.

Блок 6. Проверка минимального значения объема конструкции станины валльцев.

Блок 7. Вывод результатов процесса оптимизации: $\sigma_{1\max}$, $\sigma_{2\max}$, $\sigma_{3\max}$, $\sigma_{4\max}$, $V(\bar{x})$, x_i

Блок 8. Конеч.

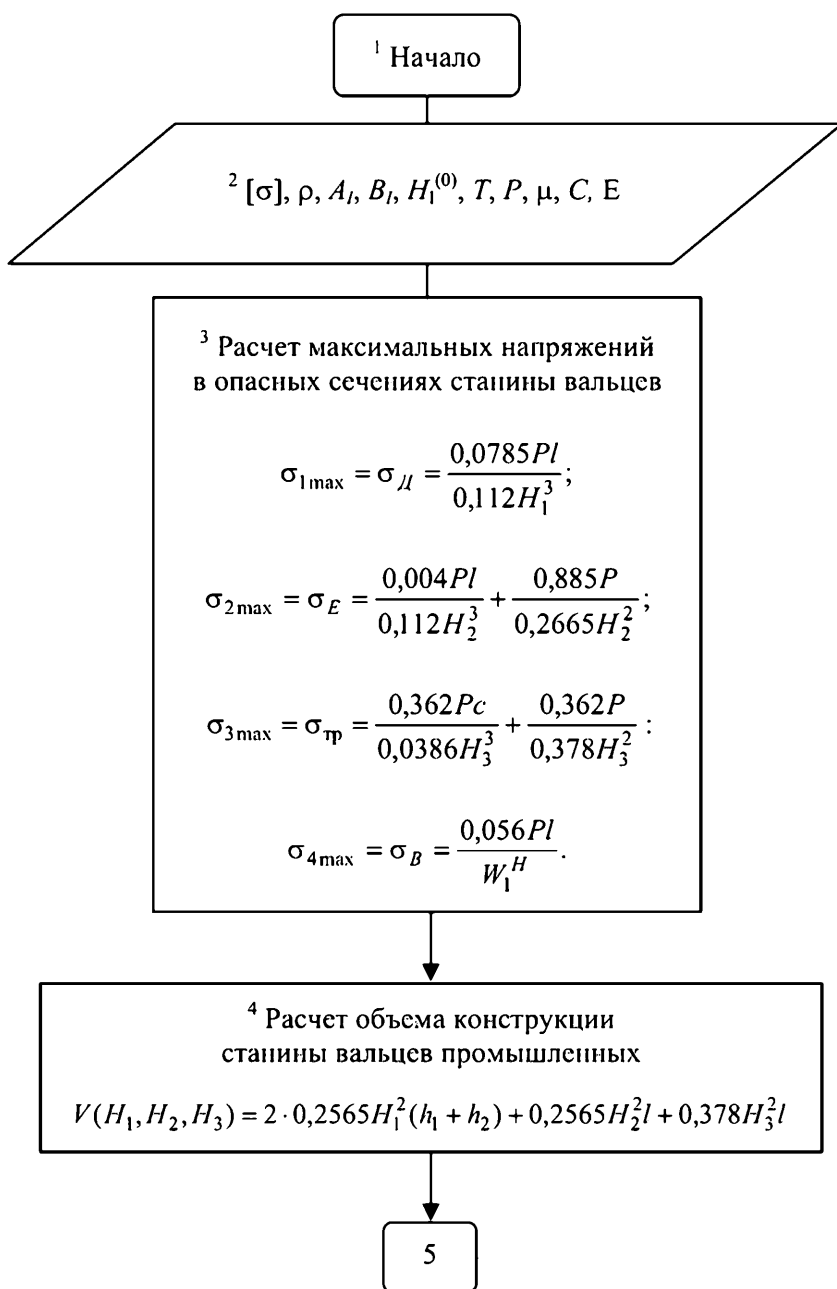


Рис. 2.60. Блок–схема алгоритма минимизации массы станины вальцов промышленных с распорным усилием 1000 кН

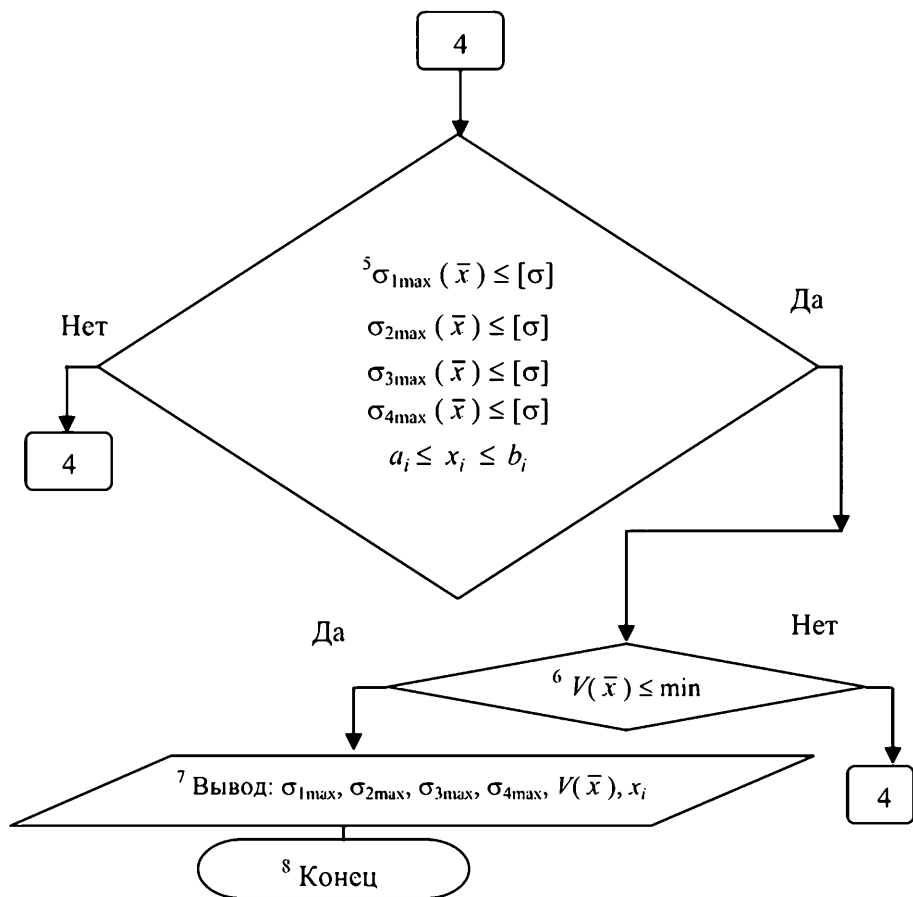


Рис. 2.60. Окончание

2.6. Идентификаторы к программе 3

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Допускаемое напряжение материала станины при изгибе, МПа	$[\sigma]$	SIG
2. Плотность материала станины, кг/м ³	ρ	RO
3. Распорное усилие действующее на станину вальцов, Н	P	PP
4. Наименьшие размеры сечений станины, м	a_i	
5. Наибольшие размеры сечений станины, м	b_i	
6. Максимальное напряжение в боковых стойках, Па	σ_1	SIGst

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
7. Максимальное напряжение в нижнем поясе, Па	σ_2	SlGor
8. Максимальное напряжение в траверсе, Па	σ_3	SlGtr
9. Максимальное напряжение в ригле, Па	σ_4	SlGrg
10. Варьируемые параметры	$H_i^{(0)}$	x_i
11. Объем конструкции станины	$V(x)$	R#(10)

Результаты расчета по МСД с помощью программы 7 (прил.) позволили определить оптимальные значения проектных параметров для сечений станины вальцев: $H_1^* = 0,192$ м; $H_2^* = 0,158$ м; $H_3^* = 0,188$ м.

Минимальный объем станины составил $V_{\min}^* = 5,2 \cdot 10^{-2}$ м³. Объем станины при расчете по допускаемым напряжениям $V_{[\sigma]} = 8,7 \cdot 10^{-2}$ м³.

Вывод: масса оптимального варианта в 1,67 раза меньше массы существующего промышленного варианта, рассчитанного по допускаемым напряжениям.

2.6. ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛКОВ ВАЛЬЦЕВ

2.6.1. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ВАЛКОВ ВАЛЬЦЕВ И КАЛАНДРОВ

При работе валков вальцев и каландров подвергается воздействию распределенной нагрузки от собственной массы и распорных усилий в зазоре, крутящего момента при передаче вращения от электродвигателя. Для определения напряжений от изгиба и кручения, а также стрелы прогиба вала, необходимой для компенсации прогиба, рассчитывают моменты инерции и моменты сопротивления различных сечений валков. В валках, применяемых в современных валковых машинах, различают четыре основных вида поперечных сечений, которые приведены на рис. 2.61.

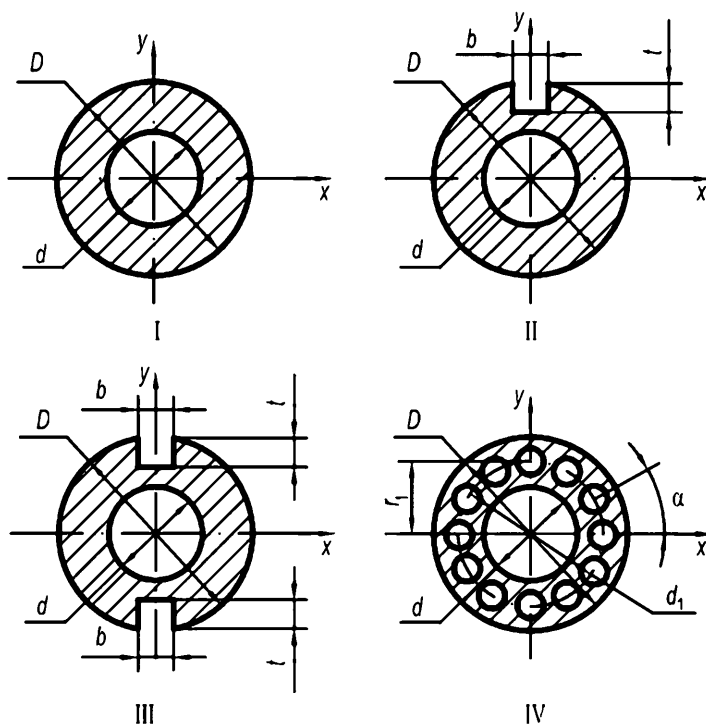


Рис. 2.61. Поперечные сечения валков

Сечение I характерно для бочки валка с центральной полостью и для цапф валка в местах установки подшипников. Сечения II, III характерны для бочки валка с периферийными сверлениями [17].

Для определения геометрических характеристик валков, изображенных на рис. 2.61, используются следующие формулы [18]:

Сечение I:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]; \quad W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right].$$

Сечение II:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{4};$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2D}.$$

Сечение III:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2};$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{D}.$$

Сечение IV:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \sum_{n=1}^k \left[\frac{\pi d_1^4}{64} + (r_1 |\sin(n-1)\alpha|)^2 \frac{\pi d_1^2}{4} \right];$$

$$W_x = \frac{2J_x}{D},$$

где $\alpha = \frac{360^\circ}{K}$; K – количество периферийных отверстий; d_1 – диаметр канала для подвода теплоносителя.

Общий вид валка показан на рис. 2.62, а. Он представляет собой балку кольцевого сечения со ступенчато изменяющейся жесткостью по длине. Валок симметричен относительно левой и правой опор. На консолях валка установлены шестерни, передающие крутящий момент, причем правая шестерня D_2 (рис. 2.62, а) является ведущей. Крутящий момент от правой шестерни через левую шестерню диаметром D_1 передается на ведомый валок. Схема передачи крутящего момента показана на рис. 2.63.

Крутящий момент от электродвигателя равен сумме крутящих моментов соответственно на ведущем и ведомом валках:

$$M_{\text{кр}} = m_{01}l_1 + m_{02}l_2, \quad (2.158)$$

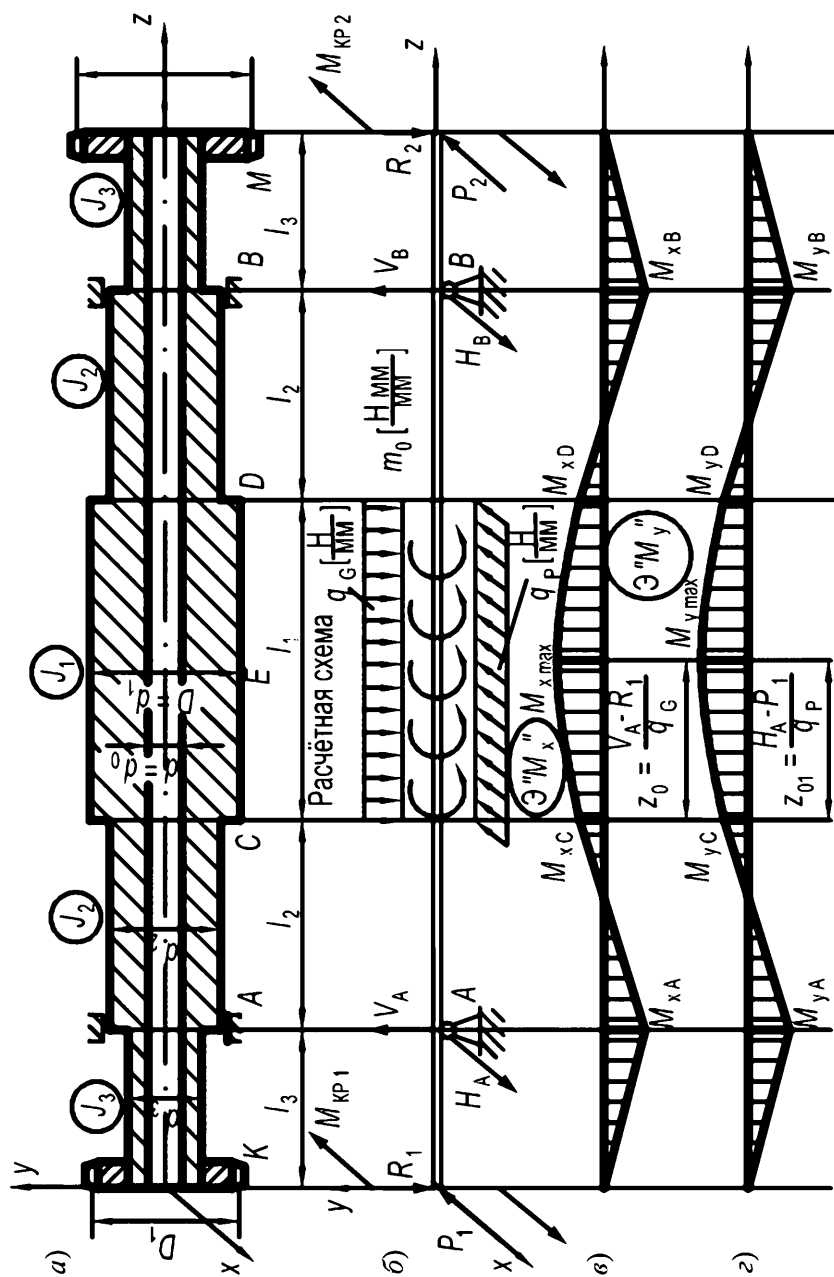


Рис. 2.62. Валок и его расчетные схемы

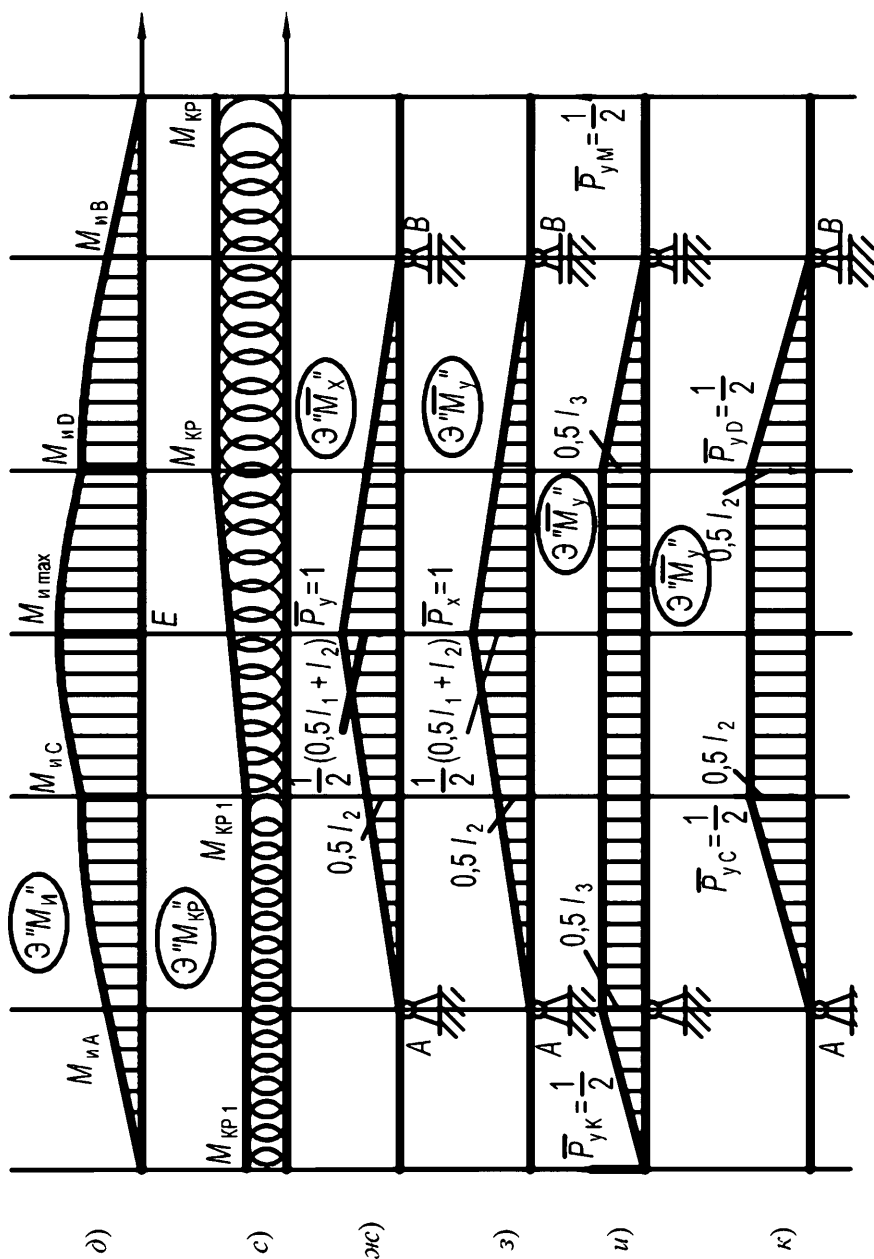


Рис. 2.62. Продолжение

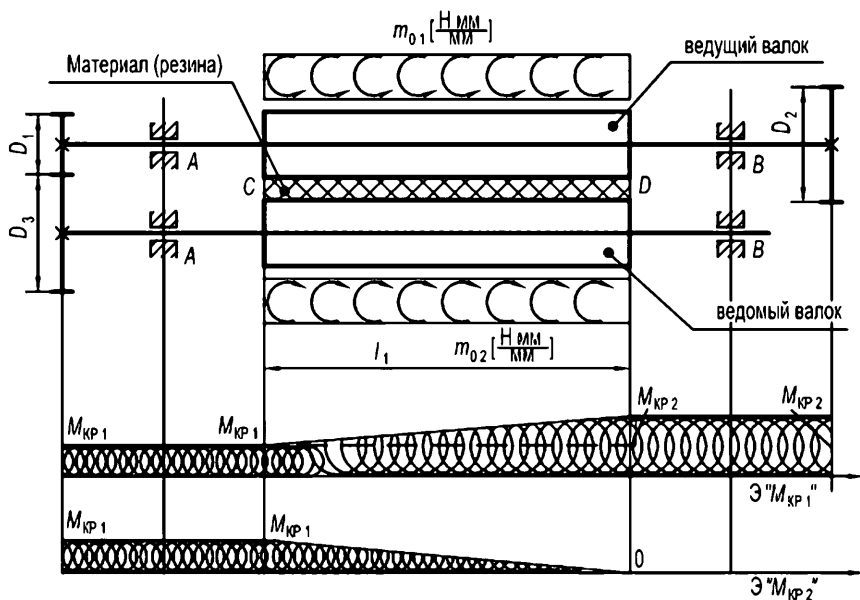


Рис. 2.63. Схема передачи крутящего момента между валками

где m_{01} , m_{02} – распределенные (погонные) крутящие моменты (Н·м/м) от сдвиговых усилий при деформации материала в зазоре между валками (рис. 2.63).

Сосредоточенные крутящие моменты на валках запишутся:

$$M_{кр1} = m_{01}l_1; M_{кр2} = m_{02}l_2. \quad (2.159)$$

Крутящие моменты на валках соотносятся как диаметры зубчатых колес, передающих вращение с вала 1 на валок 2:

$$\frac{M_{кр1}}{M_{кр2}} = \frac{D_2}{D_3}, \quad (2.160)$$

где D_2 , D_3 – диаметры делительных окружностей шестерней D_2 и D_3 .

Помимо крутящего момента валок испытывает действие распределенной весовой нагрузки q_G от массы вала и распределенного распорного усилия q_P , возникающего при переработке материала. Полагая, что усилия q_G и q_P действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 3.62, б). На шестернях D_1 и D_2 возникают соответст-

венно радиальные R_1, R_2 и окружные P_1, P_2 усилия, величины которых определяются по следующим формулам:

$$P_2 = \frac{2M_{\text{кр}2}}{D_2}; \quad P_1 = \frac{2M_{\text{кр}1}}{D_1}; \quad R_2 = P_2 \operatorname{tg} 20^\circ; \quad R_1 = P_1 \operatorname{tg} 20^\circ.$$

Расчетная схема валка вместе с действующими распределенными и сосредоточенными нагрузками показана на рис. 2.62, б.

2.6.1.1. Определение реакций в плоскости действия весовой нагрузки q_G (пл. yOz)

$$\sum M_A = 0; \quad V_B(2l_2 + l_1) - q_G l_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 \right) + R_1 l_3 - R_2(l_1 + 2l_2 + l_3) = 0;$$

$$V_B = \frac{q_G l_1 (0,5l_1 + l_2) - R_1 l_3 + R_2(l_1 + 2l_2 + l_3)}{(2l_2 + l_1)};$$

$$\sum M_B = 0; \quad q_G l_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 \right) - R_2 l_3 + R_1(l_1 + 2l_2 + l_3) - V_A(2l_2 + l_1) = 0;$$

$$V_A = \frac{q_G l_1 (0,5l_1 + l_2) - R_2 l_3 + R_1(l_1 + 2l_2 + l_3)}{(2l_2 + l_1)}.$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0; \quad -R_1 - R_2 - q_G l_1 + V_A + V_B \equiv 0.$$

2.6.1.2. Определение реакций в плоскости действия распорного усилия q_P (пл. xOz)

$$\sum M_A = 0; \quad H_B = \frac{q_P l_1 (0,5l_1 + l_2) + P_2(l_1 + 2l_2 + l_3) - P_1 l_3}{(2l_2 + l_1)};$$

$$\sum M_B = 0; \quad H_A = \frac{q_P l_1 (0,5l_1 + l_2) + P_1(l_1 + 2l_2 + l_3) - P_2 l_3}{(2l_2 + l_1)}.$$

$$\text{Проверка: } \sum X = 0; \quad -P_1 - P_2 - q_P l_1 + H_A + H_B \equiv 0.$$

2.6.1.3. Построение эпюры изгибающих моментов от вертикальных сил (пл. yOz)

$$M_{x_A} = -R_1 l_3; \quad M_{x_C} = -R_1(l_2 + l_3) + V_A l_2; \quad M_{x_3} = -R_1(l_2 + l_3 + z_3) + V_A(l_2 + z_3) - q_G \frac{z_3^2}{2};$$

при $z_{03} = \frac{-R_1 + V_A}{q_G}$ имеем

$$M_{x_{\max E}} = -R_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{V_A - R_1}{q_G} \right) + V_A \left(l_2 + \frac{V_A - R_1}{q_G} \right) - q_G \left(\frac{V_A - R_1}{q_G} \right)^2 \cdot \frac{1}{2};$$

$$M_{x_B} = -R_2 l_3; \quad M_{x_D} = -R_2(l_2 + l_3) + V_B l_2.$$

Эпюра M_x приведена на рис. 2.62, в.

2.6.1.4. Построение эпюры изгибающих моментов M_y от горизонтальных сил (пл. xOz)

$$M_{y_A} = -P_1 l_3; \quad M_{y_C} = -P_1(l_2 + l_3) + H_A l_2; \quad M_{y_3} = -P_1(l_2 + l_3 + z_3) + H_A(l_2 + z_3) - q_P \frac{z_3^2}{2};$$

при $z_{01} = \frac{H_A - P_1}{q_P}$ имеем

$$M_{y_{\max E}} = -P_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{H_A - P_1}{q_P} \right) + H_A \left(l_2 + \frac{H_A - P_1}{q_P} \right) - q_P \left(\frac{H_A - P_1}{q_P} \right)^2 \cdot \frac{1}{2};$$

$$M_{y_B} = -P_2 l_3; \quad M_{y_D} = -P_2(l_2 + l_3) + H_B l_2$$

Эпюра M_y приведена на рис. 2.62, г.

2.6.1.5. Построение суммарной эпюры изгибающих моментов M_u

Эпюра строится по формуле $M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$. (2.161)

$$M_{иА} = \sqrt{M_{xА}^2 + M_{yА}^2}; M_{иС} = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2}; M_{иВ} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2};$$

$$M_{иE_{\max}} = \sqrt{M_{x_{\max E}}^2 + M_{y_{\max E}}^2}; M_{иD} = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2}.$$

Суммарная эпюра изгибающих моментов $M_{и}$ показана на рис. 2.62, д.

2.6.1.6. Построение эпюры крутящих моментов $M_{кр}$

$$M_{крВ} = M_{кр}; M_{крD} = M_{кр}; M_{крE} = \frac{M_{кр} + M_{крI}}{2}; M_{крC} = M_{крA} = M_{крI}$$

Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 2.62, е.

2.6.1.7. Расчет на прочность сечения валка

Наиболее опасным сечением валка является сечение, примерно, в средней его части, точке Е. Сечение валка испытывает сложное (плоское) напряженное состояние. Условие прочности по третьей теории прочности запишется [22]:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}}{W_0} \leq [\sigma], \quad (2.162)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изгиба для материала валка; W_0 – осевой момент сопротивления среднего сечения валка; τ – касательное напряжение в сечении валка от

крутящего момента: $\tau = \frac{M_{крE}}{2W_0}$; $M_{кр}$ – крутящий момент в среднем сечении валка: $M_{крE}$.

2.6.1.8. Расчет на жесткость валка

Будем считать, что максимальный прогиб валка возникает в его среднем сечении, т.е. при $z = \frac{l_1}{2}$.

Прогиб определяем энергетическим методом [22]. Жесткость вала по участкам l_1, l_2, l_3 изменяется по ступенчатому закону:

$$f_{\max} = \sum \frac{1}{E_i J_i} (\omega_i h_i), \quad (2.163)$$

где f_{\max} – максимальный (суммарный) прогиб вала

$$f_{\max} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \leq [f]; \quad (2.164)$$

ω_i – площадь эпюры изгибающих моментов на i -ом участке; h_i – ордината единичной эпюры \bar{M} моментов, взятая под центром тяжести грузовой эпюры $M_{\text{гг}}$ на i -ом участке; $E_i J_i$ – жесткость вала на i -ом участке; $[f] = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м – допускаемый прогиб вала.

Для определения прогиба в среднем сечении вала прикладываем в этом сечении единичные силы $\bar{P}_y = 1$ и $\bar{P}_x = 1$ и строим от них единичные эпюры моментов $\bar{M}_{yE}; \bar{M}_{xE}$ (рис. 2.62, *жс, з*) и перемножаем каждую из них в отдельности на соответствующую грузовую эпюру моментов M_x и M_y (рис. 2.62, *в, з*) по способу Верещагина (2.163).

Для удобства перемножения эпюр M_x и M_y на единичные эпюры $\bar{M}_{yE}; \bar{M}_{xE}$ необходимо эпюры M_x и M_y расслоить на данном участке по формулам пп. 3.4.3, 3.4.4.

Приведем окончательные выражения максимальных прогибов вала соответственно в двух плоскостях:

$$\begin{aligned} f_{x\max} = & \frac{1}{EJ_1} \left\{ (H_A + H_B) \left[\frac{1}{2} l_2 l_1 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (P_1 + P_2) \times \right. \\ & \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_P l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \left. \right\} + \frac{1}{EJ_2} \times \\ & \times \left[(H_A + H_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (P_1 + P_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right]; \end{aligned} \quad (2.165)$$

$$\begin{aligned}
f_{y_{\max}} = & \frac{1}{EJ_1} \left\{ (V_A + V_B) \left[\frac{1}{2} l_2 l_1 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (R_1 + R_2) \times \right. \\
& \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_G l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \left. \right\} + \frac{1}{EJ_2} \times \\
& \times \left[(V_A + V_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (R_1 + R_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right] \quad (2.166)
\end{aligned}$$

Аналогичным образом определяются прогибы валка в сечениях C и K . Эпюры единичных моментов \overline{M}_C и \overline{M}_K приведены на рис. 2.62, u, κ .

Формулы прогибов для этих сечений имеют вид:

$$\begin{aligned}
f_{x_K} = & \frac{1}{EJ_2} \left[- (P_1 + P_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_3 + 0,5 (P_1 + P_2) 0,125 l_1^2 l_3 + \right. \\
& + 0,5 (H_A + H_B) 0,25 l_1 l_2 l_3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_1} \left[- \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_3 + \right. \\
& + 0,5 (P_1 + P_2) 0,125 l_1^2 l_3 + 0,5 (H_A + H_B) 0,25 l_1 l_2 l_3 + \frac{1}{2} (H_A + H_B) \times \\
& \times 0,125 l_1 l_2 l_3 - \frac{1}{48} q_P l_1^3 l_3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_3} \left[- \frac{1}{2} (P_1 + P_2) \frac{1}{3} l_3^2 \right]; \quad (2.167)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_{y_K} = & \frac{1}{EJ_2} \left[- (R_1 + R_2) l_2 0,5 l_3 - \frac{1}{2} (R_1 + R_2) 0,5 l_3 l_2 + \right. \\
& + \frac{1}{2} (V_A + V_B) l_2 0,5 l_3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_1} \left[- (R_1 + R_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_3 + \right. \\
& + 0,5 (R_1 + R_2) 0,125 l_1^2 l_3 + 0,5 (V_A + V_B) 0,25 l_1 l_2 l_3 + \frac{1}{2} (V_A + V_B) \times \\
& \times 0,125 l_1 l_2 l_3 - \frac{1}{48} q_G l_1^3 l_3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_3} \left[- \frac{1}{2} (R_1 + R_2) \frac{1}{3} l_3^2 \right] \quad (2.168)
\end{aligned}$$

$$f_K = \sqrt{f_{x_K}^2 + f_{y_K}^2} \leq [f].$$

$$f_{x_c} = \frac{1}{EJ_1} \left[-(P_1 + P_2)(l_2 + l_3)0,25l_1l_2 + \frac{1}{2}(P_1 + P_2)0,125l_1^2l_2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2}(H_A + H_B)0,25l_1l_2^2 + \frac{1}{2}(H_A + H_B)0,125l_1l_2^2 - \frac{1}{48}q_P l_1^3l_3 \right] + \quad (3.32) \\ + \frac{1}{EJ_2} \left[-(P_1 + P_2)l_30,25l_2^2 - \frac{1}{6}(P_1 + P_2)l_2^2l_3 + \frac{1}{6}(H_A + H_B)l_2^3 \right];$$

$$f_{y_c} = \frac{1}{EJ_1} \left[-(R_1 + R_2)(l_2 + l_3)0,25l_1l_2 + \frac{1}{2}(R_1 + R_2)0,125l_1^2l_2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2}(V_A + V_B)0,25l_1l_2^2 + \frac{1}{2}(V_A + V_B)0,125l_1l_2^2 - \frac{1}{48}q_G l_1^3l_3 \right] + \quad (2.169) \\ + \frac{1}{EJ_2} \left[-(R_1 + R_2)l_30,25l_2^2 - \frac{1}{6}(P_1 + P_2)l_2^2l_3 + \frac{1}{6}(V_A + V_B)l_2^3 \right];$$

$$f_c = \sqrt{f_{x_c}^2 + f_{y_c}^2} \leq [f].$$

2.6.2 Пример расчета валка вальцев (лабораторная установка)

Исходные данные: $D = d_1 = 0,16$ м; $d_2 = 0,095$ м; $d_3 = 0,080$ м; $d_0 = d = 0,040$ м; $l_1 = 0,32$ м; $l_2 = 0,11$ м; $l_3 = 0,115$ м; материал валка сталь 40Х; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma]_{\text{н}} = 150$ МПа [21]; максимальное распорное усилие на валок $2P = 80$ кН = $8 \cdot 10^4$ Н, что соответствует распределенному усилию по длине рабочей части валка

$$q_P = \frac{2P}{l_1} = \frac{8 \cdot 10^4}{0,32} = 250 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

плотность материала валка $\gamma = 7,85 \cdot 10^4$ (Н/м³); $M_{\text{кр}} = 1580$ Н·м.

Вычисляем вес валка без учета его цапф:

$$G_1 = \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) l_0 \gamma = 7,85 \cdot 10^4 \cdot (256 - 16) \cdot 10^{-4} \cdot 0,32 = 600 \text{ Н}.$$

Вычисляем вес цапфы валка:

$$G_2 = \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) l_2 \gamma = 7,85 \cdot 10^4 \cdot (70 - 16) \cdot 10^{-4} \cdot 0,11 = 46 \text{ Н}.$$

Распределенная нагрузка от веса валка составит:

$$q_G = \frac{G}{l_1} + 2 \frac{G_2}{l_2} = \frac{600}{0,32} + 2 \frac{46}{0,11} \approx 2700 \text{ Н/м}. \text{ Так как распределенная на-}$$

грузка $q_G = 1,56$ Н/мм составляет примерно 1 % от распорной распре-

деленной нагрузки $q_p = 250 \text{ Н/мм}$, то при расчетах ее не учитывают и в формулах принимают $q_G = 0$. Суммарный крутящий момент $M_{кр}$ привода равен сумме крутящих моментов на ведущем и ведомом валке:

$$M_{кр} = M_{кр1} + M_{кр2},$$

где $M_{кр1} = m_{01}l_1$; $M_{кр2} = m_{02}l_2$. Здесь m_{01} и m_{02} – погонные крутящие моменты от сдвиговых усилий при деформации материала между ведущим и ведомым валками.

Крутящие моменты на валках соотносятся как диаметры зубчатых колес D_1 и D_3 :

$$\frac{M_{кр1}}{M_{кр2}} = \frac{D_1}{D_3} = \frac{150}{130} = 1,15 \text{ (коэффициент фрикции),}$$

где $D_1 = 150 \text{ мм}$, $D_3 = 130 \text{ мм}$ – диаметры ведущего и ведомого валков.

Тогда, $M_{кр1} = 0,535M_{кр}$; $M_{кр2} = 0,465M_{кр}$.

Определим силы, действующие в зацеплении зубчатых колес D_1 и D_2 ведущего валка:

$$P_1 = \frac{2M_{кр2}}{D_1} = \frac{2 \cdot 0,465 \cdot 1580 \cdot 10^3}{150} = 9800 \text{ Н}; R_1 = P_1 \tan 20^\circ = 3560 \text{ Н};$$

$$P_2 = \frac{2M_{кр}}{D_2} = \frac{2 \cdot 1580 \cdot 10^3}{500} = 6340 \text{ Н}; R_2 = P_2 \tan 20^\circ = 2300 \text{ Н}.$$

Определяем реакции в опорах ведущего валка от вертикальных и горизонтальных сил:

$$V_A = 3800 \text{ Н}; V_B = 2060 \text{ Н}; H_A = 51000 \text{ Н}; H_B = 45200 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие и крутящие моменты в сечениях A , C , E :

$$M_{xA} = -R_1l_3 = -4,1 \cdot 10^2 \text{ Н·м}; M_{yA} = -P_1l_3 = -11,25 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{xC} = -R_1(l_2 + l_3) + V_A l_2 = -3,83 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{yC} = -P_1(l_2 + l_3) + H_A l_2 = 34 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{xE} = -R_1(l_2 + l_3 + 0,5l_1) + V_A(l_2 + 0,5l_1) = -3,5 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{yE} = -P_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{H_A - P_1}{q_p} \right) + H_A \left(l_2 + \frac{H_A - P_1}{q_p} \right) - q_p \frac{1}{2} \left(\frac{H_A - P_1}{q_p} \right)^2 =$$

$$= 68,5 \cdot 10^2 \text{ Н·м}.$$

Суммарные изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{UA} = \sqrt{M_{XA}^2 + M_{YA}^2} = \sqrt{(4,1 \cdot 10^5)^2 + (11,25 \cdot 10^5)^2} = 11,9 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{UC} = \sqrt{M_{XC}^2 + M_{YC}^2} = \sqrt{(3,83 \cdot 10^5)^2 + (34 \cdot 10^5)^2} = 36,2 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{UE} = \sqrt{M_{XE}^2 + M_{YE}^2} = \sqrt{(3,5 \cdot 10^5)^2 + (68,5 \cdot 10^5)^2} = 68,55 \cdot 10^2 \text{ Н·м}.$$

Крутящие моменты в сечениях:

$$M_{кpA} = 0,465 M_{кр} = 7,35 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{кpC} = 0,465 M_{кр} = 7,35 \cdot 10^2 \text{ Н·м};$$

$$M_{кpE} \approx \frac{M_{кр} + M_{кp2}}{2} = 11,65 \cdot 10^2 \text{ Н·м}.$$

Осевые и полярные моменты сопротивления сечений:

$$W_0^A = 5,12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_0^C = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_0^E = 40 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_p^A = 10,24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_p^C = 17 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_p^E = 80 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Эквивалентные напряжения по третьей теории прочности:

$$\sigma_3^A = \frac{\sqrt{M_{UA}^2 + M_{кpA}^2}}{W_0^A} = \frac{\sqrt{(11,9 \cdot 10^5)^2 + (7,35 \cdot 10^5)^2}}{5,12 \cdot 10^4} = 27,2 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_3^C = \frac{\sqrt{M_{UC}^2 + M_{кpC}^2}}{W_0^C} = \frac{\sqrt{(36,2 \cdot 10^5)^2 + (7,35 \cdot 10^5)^2}}{8,5 \cdot 10^4} = 43,5 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_3^E = \frac{\sqrt{M_{UE}^2 + M_{кpE}^2}}{W_0^E} = \frac{\sqrt{(68,5 \cdot 10^5)^2 + (11,6 \cdot 10^5)^2}}{40 \cdot 10^4} = 17 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Здесь $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$.

Условие прочности сечений валка удовлетворяется.

2.6.3. Пример расчета на прочность и жесткость валка каландра (Промышленный вариант)

Исходные данные: $D = d_1 = 0,61 \text{ м}; d_2 = 0,43 \text{ м}; d_3 = 0,36 \text{ м};$
 $d_0 = d = 0,15 \text{ м}; l_1 = 1,71 \text{ м}; l_2 = 0,27 \text{ м}; l_3 = 0,445 \text{ м}.$

Материал валка чугун СЧ-15: $[\sigma]_н = 35 \text{ МПа}; [\sigma]_p = 20 \text{ МПа}.$

Максимальное распорное усилие на валке $P_1 = 2P = 75 \cdot 10^4 \text{ Н}.$

Масса валка $G = 4810 \text{ кг}.$

Модуль упругости материала валка $E = 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$

Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Мощность привода для вращения двух валков определим по формуле [7]

$$N = \frac{P_1 v (1 + f)}{D^* \sqrt{\frac{R}{h_k}}}, \text{ Вт},$$

где P_1 – распорное усилие на валок; v – окружная скорость медленно вращающегося валка, м/мин; $D^* = 10750$ – коэффициент, выбирается по [7, табл. 6]; $f = 1,17$ – фрикция; $R = 0,305$ м – радиус валка; $h_k = 0,002$ м – величина межвалкового зазора.

$$v = \pi R n = 60 \frac{\pi n}{30} R \approx 0,1 \cdot 35 \cdot 0,305 \cdot 60 = 63,9 \text{ м/мин}.$$

$$N_T = \frac{75 \cdot 10^4 \cdot 63,9 \cdot (1 + 1,17)}{10750 \cdot \sqrt{\frac{305}{2}}} = 78,5 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 78,5 \text{ кВт}.$$

С учетом кпд привода ($\eta = 0,85$) получим

$$N = \frac{N_T}{\eta} = \frac{78,5}{0,85} = 92,5 \text{ кВт}.$$

Схема сил, действующих на валок каландра, представлена на рис. 2.64.

Полагаем, что силы в зацеплении зубчатых колес действуют в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для определения сил F_ϕ и F_n в зацеплении необходимо вычислить моменты, приложенные со стороны привода и со стороны фрикционной шестерни.

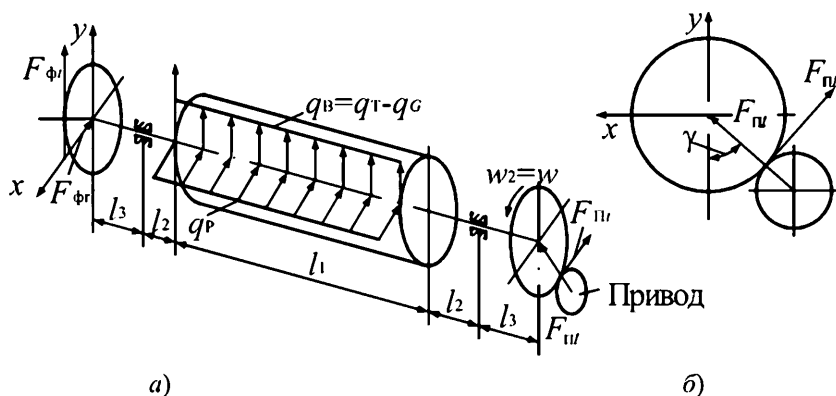


Рис. 2.64. Схема сил, действующих на валок

Момент со стороны привода

$$M_n = \frac{N}{\varpi_2} = \frac{92,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi n}{30}} \approx \frac{92,5 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 35} = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент привода распределяется на два валка. Принимаем окружные усилия сопротивления T обрабатываемой смеси на заднем валке равным окружному усилию на переднем, т.е. моменты вращения заднего и переднего валков одинаковы, $M_1 = M_2 = M_C$:

$$N = M_1 \varpi_1 + M_2 \varpi_2 = M_C \varpi_2 (1 + f),$$

следовательно: $M_C = \frac{N}{\varpi_2(1+f)} = \frac{92,5}{3,5(1+1,17)} = 11,65 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Тогда окружное усилие сопротивления обрабатываемой смеси определяется

$$T = \frac{M_C}{R} = \frac{11,65 \cdot 10^3}{0,305} = 38 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Окружные усилия на приводной шестерне

$$F_{ш} = \frac{M_n}{R_{шн}} = \frac{25,3 \cdot 10^3}{0,6} = 42 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

где $R_{шн} = 0,6 \text{ м}$ – радиус шестерни приводной.

Радиальные усилия на приводной шестерне:

$$F_{nr} = F_{ш} \operatorname{tg} \alpha = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,365 = 15,4 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления зуба шестерни.

Окружные усилия на фрикционной шестерне валка

$$F_{фл} = \frac{M_C}{r_1},$$

где r_1 и r_2 – радиусы фрикционных шестерен переднего и заднего валков:

$$\frac{r_2}{r_1} = f = 1,17.$$

Расстояние между осями переднего и заднего валов при межвалковом зазоре $h_k = 2 \text{ мм}$:

$$A = D + h_k = 610 + 2 = 612 \text{ мм} = 0,612 \text{ м};$$

$$A = r_1 + r_2, \quad A = r_1(1 + f);$$

$$r_1 = \frac{A}{1+f} = \frac{612}{1+1,17} = 282 \text{ мм} = 0,282 \text{ м};$$

$$F_{\phi r} = \frac{M_c}{r_1} = \frac{11,65 \cdot 10^3}{0,282} = 41,4 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие на фрикционной шестерне

$$F_{\phi r} = F_{\phi t} \operatorname{tg} 20^\circ = 41,4 \cdot 10^3 \cdot 0,065 = 15,1 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Распределенная нагрузка от распорного усилия

$$q_P = \frac{P_1}{l_1} = \frac{75 \cdot 10^4}{1,71} = 440 \text{ кН/м.}$$

Распределенная нагрузка q_b от массы валка и силы сопротивления T (полагаем, что силы сопротивления, и силы веса направлены в одну сторону, вниз)

$$q_b = -q_G - q_T = -\frac{48100}{1710} - \frac{38 \cdot 10^3}{1710} = -28000 - 22000 = -50 \text{ кН/м.}$$

В случае несовпадения q_G и q_T , т.е.

$$q_b = -q_G + q_T = -28000 + 22000 = 6 \text{ кН/м,}$$

значением этой нагрузки при расчетах можно пренебречь, так как она составляет $\frac{6}{440} \cdot 100 \% = 1,35 \% < 5 \%$.

Крутящий момент на фрикционной шестерне определяется:

$$M_\phi = M_{\Pi} - M_c = 25,3 \cdot 10^3 - 11,65 \cdot 10^3 = 13,65 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

Чтобы воспользоваться расчетными формулами, полученными в п.п. 6, для нагрузок, действующих на валках каландра, примем следующие обозначения (согласно рис. 3.16, б): $P_1 = F_{\phi r} = 15,1 \cdot 10^3 \text{ Н;}$

$$R_1 = -F_{\phi T} = -41,4 \cdot 10^3 \text{ Н; } P_2 = -F_{nr} = -15,4 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$R_2 = -F_{nr} = -4,2 \cdot 10^3 \text{ Н; } q_X = q_P = 412 \text{ кН/м; } q_Y = q_G = 432 \text{ кН/м.}$$

Как видно из рис. 3.19, наиболее нагруженным валком Г-образного каландра является валок 2 (приводной валок). На бочку валка (рис. 2.65, б) помимо его массы G , действуют распорные и касательные усилия со стороны соседних валков: $P_X = T - P_1$; $P_Y = P_1 + T - G$.

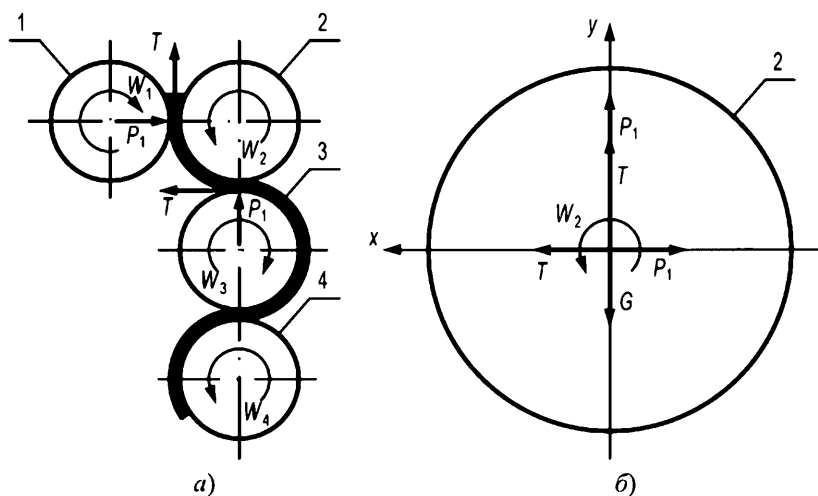


Рис. 2.65. Схема действия сил между валками каландра
 Распределенные нагрузки по длине валка от горизонтальных
 и вертикальных сил запишутся:

$$q_P = q_X = \frac{P_X}{l_1} = \frac{T - P}{l_1} = \frac{3,8 \cdot 10^4 - 75 \cdot 10^4}{1710} = -412 \text{ кН/м};$$

$$q_G = q_Y = \frac{P_Y}{l_1} = \frac{P_1 + T - G}{l_1} = \frac{75 \cdot 10^4 + 3,8 \cdot 10^4 - 4,8 \cdot 10^4}{1,71} = 432 \text{ кН/м}.$$

Общий вид и расчетная схема наиболее нагруженного валка каландра вместе с действующими распределенными и сосредоточенными нагрузками показаны на рис. 2.66, а, б).

Определение реакций в плоскости yOz :

$$\sum M_{XA} = 0: V_B = \frac{q_G l_1 (0,5 l_1 + l_2) + R_2 (l_1 + 2 l_2 + l_3) - R_1 l_3}{(2 l_2 + l_1)};$$

$$V_B = \frac{432 \cdot 1710 \cdot (0,5 \cdot 1710 + 270) - 42 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 41,4 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)}$$

$$V_B = 3,27 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{XB} = 0: V_A = \frac{q_G l_1 (0,5 l_1 + l_2) + R_1 (l_1 + 2 l_2 + l_3) - R_2 l_3}{(2 l_2 + l_1)};$$

$$V_A = \frac{432 \cdot 1710 (0,5 \cdot 1710 + 270) - 41,4 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 42 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)},$$

$$V_A = 3,28 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0: -R_1 - R_2 - q_G l_1 + V_A + V_B = 0;$$

$$1,4 \cdot 10^3 + 42 \cdot 10^3 - 738,72 \cdot 10^3 + 328 \cdot 10^3 + 327 \cdot 10^3 = 0; \quad 0 = 0.$$

Определение реакций в плоскости xOz :

$$\sum M_{YA} = 0: H_B = \frac{q_P l_1 (0,5 l_1 + l_2) + P_2 (l_1 + 2 l_2 + l_3) - P_1 l_3}{(2 l_2 + l_1)};$$

$$H_B = \frac{412 \cdot 1710 (0,5 \cdot 1710 + 270) - 15,4 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 15,4 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)},$$

$$H_B = 3,31 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{YB} = 0: H_A = \frac{q_P l_1 (0,5 l_1 + l_2) + P_1 (l_3 + l_1 + 2 l_2) - P_2 l_3}{(2 l_2 + l_3)};$$

$$H_A = \frac{412 \cdot 1710 (0,5 \cdot 1710 + 270) + 15,1 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) - 15,4 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)},$$

$$H_A = 3,73 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

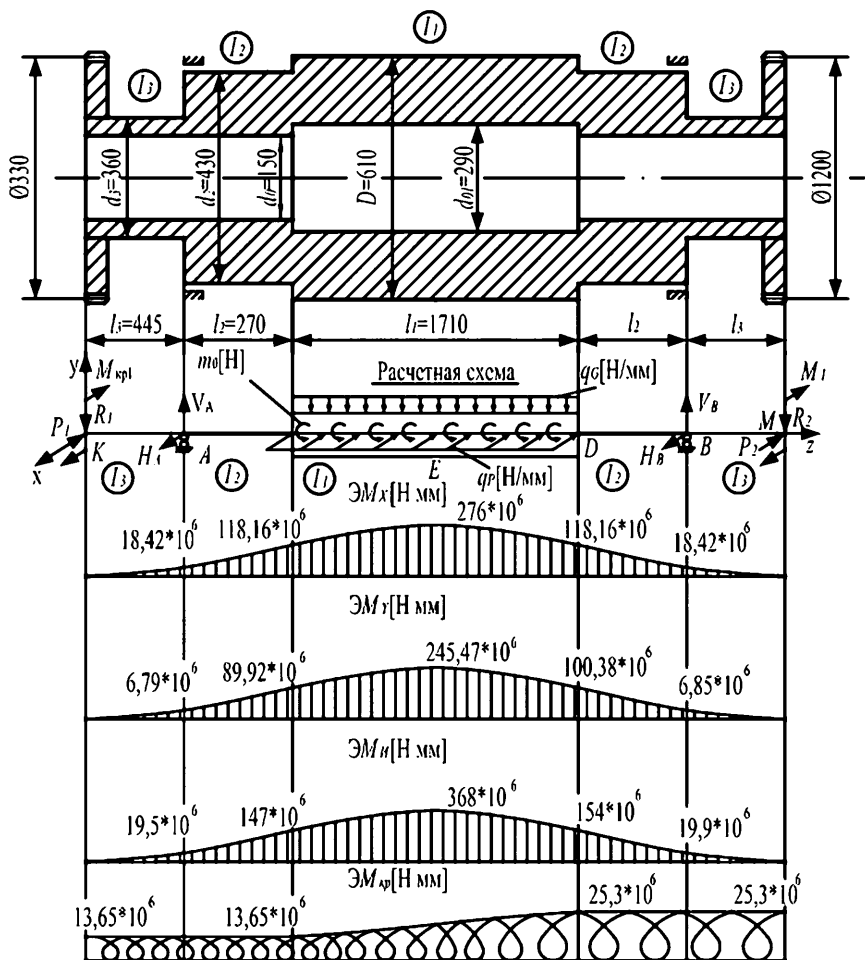


Рис. 2.66. Расчетная схема валка Г-образного каландра и эпюры на-
пряжений

Проверка: $\sum X = 0: -P_1 - P_2 - q \cdot l_1 + H_A + H_B \equiv 0;$

$-15,1 \cdot 10^3 + 15,4 \cdot 10^3 - 704,52 \cdot 10^3 + 331 \cdot 10^3 + 373 \cdot 10^3 = 0; 0 \equiv 0.$

Построение эпюры изгибающих моментов от вертикальных сил
(пл. yOz):

$$M_{XA} = -R_1 l_3 = 41,4 \cdot 10^3 \cdot 445 = 18,42 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\begin{aligned} M_{XC} &= -R_1 (l_2 + l_3) + V_A l_z = 41,4 \cdot 10^3 \cdot 715 + 3,28 \cdot 10^5 \cdot 270 = \\ &= 118,16 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$$M_{XC-D} = -R_1(l_2 + l_3 + Z_3) + V_A(l_2 + Z_3) - q_G \frac{Z_3^2}{2};$$

$$\text{при } Z_{03} = \frac{-R_1 + V_A}{q_G} = \frac{41,4 \cdot 10^3 + 328 \cdot 10^3}{432} = 0,855 \text{ м};$$

$$M_{X(C-D)\max} = 41,4 \cdot 10^3 + 328 \cdot 10^3 \cdot 1125 - 432 \cdot \frac{855^2}{2} = 276 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

$$M_{XB} = -R_2 l_3 = 42 \cdot 10^3 \cdot 445 = 18,69 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$M_{XD} = -R_2(l_2 + l_3) + V_B l_2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 715 + 327 \cdot 10^3 \cdot 270 = \\ = 118,16 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

Построение эпюры изгибающих моментов от горизонтальных сил (пл. xOz):

$$M_{YA} = -P_1 l_3 = -15,1 \cdot 10^3 \cdot 445 = -6,719 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

$$M_{YC} = -P_1(l_2 + l_3) + H_A l_2 = -15,1 \cdot 10^3 \cdot 715 + 373 \cdot 10^3 \cdot 270 = \\ = 89,92 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$M_{YC-D} = -P_1(l_2 + l_3 + Z_3) + H_A(l_2 + Z_3) - q_P \frac{Z_3^2}{2};$$

$$\text{при } Z_0 = \frac{H_A - P_1}{q_P} = \frac{373 \cdot 10^3 - 15,1 \cdot 10^3}{412} = 0,868 \text{ м};$$

$$M_{Y(C-D)\max} = -15,1 \cdot 10^3 \cdot 1583 + 373 \cdot 10^3 \cdot 1138 - 412 \cdot \frac{868^2}{2} = \\ = 245,47 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$M_{YB} = -P_2 l_3 = 15,4 \cdot 10^3 \cdot 445 = 6,85 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$M_{YD} = -P_2(l_2 + l_3) + H_B l_2 = 15,4 \cdot 10^3 \cdot 715 + 331 \cdot 10^3 \cdot 270 = \\ = 100,38 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

Построение эпюры крутящих моментов $M_{кр}$:

$$M_{крK-C} = M_{крI} = M_{\phi} = 13,65 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$M_{крC-D} = M_{крI} + m_0 Z; \quad 0 \leq Z \leq l_1 = 1,71 \text{ м};$$

$$Z = 0: M_{крC} = 13,65 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$Z = 1710: M_{крD} = 13,65 \cdot 10^3 + 11,65 \cdot 10^3 = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н·мм};$$

$$\text{где } m_0 = \frac{M_C}{l_1} = \frac{11,65 \cdot 10^6}{1,71} = 6810 \text{ кН/м};$$

$$M_{\text{крD-M}} = M_{\text{крI}} + m_0 l_1 = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Построение суммарной эпюры изгибающих моментов:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2};$$

$$M_{\text{иA}} = \sqrt{(18,42 \cdot 10^6)^2 + (-6,719 \cdot 10^6)^2} = 19,5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{иC}} = \sqrt{(118,16 \cdot 10^6)^2 + (89,92 \cdot 10^6)^2} = 147 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{иmax}} \approx \sqrt{(276 \cdot 10^6)^2 + (245,47 \cdot 10^6)^2} = 368 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{иB}} = \sqrt{(18,69 \cdot 10^6)^2 + (6,85 \cdot 10^6)^2} = 19,9 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{иD}} = \sqrt{(118,16 \cdot 10^6)^2 + (100,38 \cdot 10^6)^2} = 154 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Осевые и полярные моменты инерции сопротивления сечений вала:

$$I_1 = \frac{\pi D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_{01}}{D} \right)^4 \right] = \frac{3,14 \cdot 610^4}{64} \left[1 - \left(\frac{295}{610} \right)^4 \right] = 65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$I_2 = \frac{\pi d_2^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_2} \right)^4 \right] = \frac{3,14 \cdot 430^4}{64} \left[1 - \left(\frac{150}{430} \right)^4 \right] = 16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$I_3 = \frac{\pi d_3^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_3} \right)^4 \right] - \frac{bt(d_3 - t)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 360^4}{64} \left[1 - \left(\frac{150}{360} \right)^4 \right] - \frac{32 \cdot 11(360 - 10)^2}{4} = 8,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$W_{01} = 10,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{02} = 3,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{03} = 2,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$W_{\rho 1} = 21,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{\rho 2} = 7,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{\rho 3} = 4,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Проверим условие прочности наиболее опасных сечений участков вала по третьей теории прочности:

$$\sigma_3^{III} = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W_0} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение для материала вала чугуна СЧ 15 при пульсирующем цикле.

$$\begin{aligned} \sigma_3^B &= \frac{\sqrt{M_{\text{иB}}^2 + M_{\text{крB}}^2}}{W_{03}} = \frac{\sqrt{(19,9 \cdot 10^6)^2 + (25,3 \cdot 10^6)^2}}{2,26 \cdot 10^6} = \frac{32,1 \cdot 10^6}{2,26 \cdot 10^6} = \\ &= 14,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]; \end{aligned}$$

$$\sigma_3^D = \frac{\sqrt{M_{иD}^2 + M_{крD}^2}}{W_{02}} = \frac{\sqrt{(154 \cdot 10^6)^2 + (25,3 \cdot 10^6)^2}}{3,72 \cdot 10^6} = \frac{158,5 \cdot 10^6}{3,72 \cdot 10^6} =$$

$$= 42,8 \text{ МПа} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_3^E = \frac{\sqrt{M_{иE}^2 + M_{крE}^2}}{W_{03}} = \frac{\sqrt{(368 \cdot 10^6)^2 + (19,475 \cdot 10^6)^2}}{10,7 \cdot 10^6} = \frac{368 \cdot 10^6}{10,7 \cdot 10^6} =$$

$$= 34,4 \text{ МПа} \leq [\sigma].$$

Перенапряжение в сечении D составляет

$$\frac{42,8 - 40}{42,8} 100 \% = 6,55 \%.$$

Проверяем валок на жесткость. Условие жесткости имеет вид

$$f_{\max E} = \sqrt{f_{XE}^2 + f_{YE}^2} \leq [f],$$

где $[f] = 0,25$ мм – допускаемый прогиб бочки вала.

$$\begin{aligned} f_{X \max} = & \frac{1}{EI_1} \left\{ (H_A + H_B) \left[\frac{1}{2} l_1 l_2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(0,5 l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (P_1 + P_2) \times \right. \\ & \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_P l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \Big\} + \\ & + \frac{1}{EI_2} \left[(H_A + H_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (P_1 + P_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right] = \frac{1}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 65 \cdot 10^8} \times \\ & \times \left\{ (3,73 \cdot 10^5 + 3,31 \cdot 10^5) \left[\frac{1}{2} \cdot 1710 \cdot 270 \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{8} \cdot 1710 \right) + \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \times \right. \right. \\ & \times \left. \left(0,5 \cdot 270 + \frac{1}{6} \cdot 1710 \right) \right] - (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) \times \\ & \times \left[(270 + 445) \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{8} \cdot 1710 \right) \times \frac{1}{2} \cdot 1710 - \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{6} \cdot 1710 \right) \right] \times \\ & \times \left. \frac{1}{2} \cdot 1710 - \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{6} \cdot 1710 \right) \right] - \frac{1}{24} \cdot 412 \cdot 1710^3 \times \\ & \times \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{3}{16} \cdot 1710 \right) \Big\} + \frac{1}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 16 \cdot 10^8} \left[(3,73 \cdot 10^5 + 3,31 \cdot 10^5) \frac{1}{6} 270^3 - \right. \\ & - (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) \left(\frac{1}{4} 270^2 \cdot 445 + \frac{1}{6} 270^3 \right) \Big] = 0,150 + 0,011 = \\ & = 0,161 \text{ мм} = 0,161 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_{Y \max} &= \frac{1}{EI_1} \left\{ (V_A + V_B) \left[\frac{1}{2} l_2 l_1 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (R_1 + R_2) \times \right. \\
&\times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_G l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \Big\} + \\
&+ \frac{1}{EI_2} \left[(V_A + V_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (R_1 + R_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right] = \frac{1}{84,5 \cdot 10^{13}} \{ 3,28 \cdot 10^5 + \\
&+ 3,27 \cdot 10^5 \} 2,338 \cdot 10^8 - (-41,4 \cdot 10^3 - 42 \cdot 10^3) 0,897 \cdot 10^3 - 90 \cdot 10^9 \cdot 445,62 \Big\} + \\
&+ \frac{1}{20,8 \cdot 10^{13}} \left[(3,28 \cdot 10^5 + 3,27 \cdot 10^5) \cdot 3,28 \cdot 10^6 - (-41,4 \cdot 10^3 - 42 \cdot 10^3) \times \right. \\
&\times 11,38 \cdot 10^6 \Big] = 0,138 + 0,015 = 0,152 \text{ мм} = 0,152 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\
f_{\max E} &= \sqrt{f_{x \max E}^2 + f_{y \max E}^2} = 10^{-3} \cdot \sqrt{0,161^2 + 0,152^2} = 0,221 \cdot 10^{-3} < [f] = \\
&= 0,25 \cdot 10^{-3}.
\end{aligned}$$

Определим прогиб бочки вала на краю, в т.ч. С:

$$\begin{aligned}
f_{XC} &= \frac{1}{EI_1} \left[- (P_1 + P_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_2 + 0,5 (P_1 + P_2) 0,125 l_1^2 l_2 + \right. \\
&+ 0,5 (H_A + H_B) 0,25 l_2^2 l_1 + \frac{1}{2} (H_A + H_B) 0,125 l_2^2 l_1 - \frac{1}{48} q_P l_1^3 l_2 \Big] + \\
&+ \frac{1}{EI_2} \left[- (P_1 + P_2) l_3 \frac{1}{4} l_2^2 - \frac{1}{6} (P_1 + P_2) l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} (H_A + H_B) l_2^3 \right] = \\
&= \frac{1}{84,5 \cdot 10^{13}} \left[- (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) 715 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1710 \cdot 270 + \frac{1}{2} \times \right. \\
&\times (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \cdot 270 + 0,5 (3,73 \cdot 10^5 + 3,31 \cdot 10^5) \times \\
&\times \frac{1}{8} 270^2 \cdot 1710 - \frac{1}{48} 412 \cdot 1710^3 \cdot 270 \Big] + \frac{1}{20,8 \cdot 10^{13}} \left[- (-0,3 \cdot 10^3) 445 \cdot \frac{1}{4} \times \right. \\
&\times 270^2 - \frac{1}{6} (-0,3 \cdot 10^3) 270^2 \cdot 445 + \frac{1}{6} (3,73 \cdot 10^5 + 3,71 \cdot 10^5) 270^3 \Big] = \\
&= 0,0057 + 0,0011 = 0,0068 \text{ мм} = 0,0068 \cdot 10^{-3}.
\end{aligned}$$

$$f_{YC} = \frac{1}{EI_1} \left[- (R_1 + R_2) (l_2 + l_3) 0,5 l_1 0,5 l_2 + 0,5 (R_1 + R_2) 0,125 l_1 l_1 l_2 + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + 0,5(V_A + V_B)l_2^2 0,25l_1 + \frac{1}{2}(V_A + V_B)0,125l_2^2 l_1 - \frac{1}{48}q_G l_1^3 l_2 \Big] + \\
& + \frac{1}{EI_2} \left[-(R_1 + R_2) \frac{1}{4} l_3 l_2^2 - \frac{1}{2}(R_1 + R_2) \frac{1}{3} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 (V_A + V_B) \right] = \\
& = \frac{1}{84,5 \cdot 10^{13}} \left[(-41,4 \cdot 10^3 - 42 \cdot 10^3) \cdot 82,5 \cdot 10^6 + (-83,4 \cdot 10^3) \cdot 49,34 \cdot 10^6 + \right. \\
& + (3,28 \cdot 10^5 - 3,27 \cdot 10^5) \cdot 15,58 \cdot 10^6 + (3,28 \cdot 10^5 + 3,27 \cdot 10^5) \cdot 7,79 \cdot 10^6 - \\
& - 1,214 \cdot 10^{13} \Big] + \frac{1}{20,8 \cdot 10^{13}} \left[83,4 \cdot 10^3 \cdot 445 \cdot \frac{1}{4} \cdot 270^2 + 83,4 \cdot \frac{1}{6} \cdot 270^2 + \right. \\
& + 6,55 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{6} \cdot 270^3 \Big] = 0,007 + 0,0156 = 0,023 \text{ мм} = 0,023 \cdot 10^{-3} \text{ м};
\end{aligned}$$

$$f_C = 10^{-3} \sqrt{0,0068^2 + 0,023^2} = 0,024 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq [f].$$

Жесткость вала Г-образного каландра обеспечена.

Программы для автоматизированного расчета и решение задач оптимизации конструкции станин и валков вальцов приведены в [23–30].

2.6.4. Оптимизация конструкции вала вальцев

Задача весовой оптимизации для вала вальцев (рис. 2.62) может быть сформулирована следующим образом: из условий заданных максимального распорного усилия между валками, допускаемых напряжений для материала вала и его прогиба найти такие значения внутренних диаметров d_{01} , d_{02} , и d_{03} вала, чтобы объем (масса) конструкции был минимальным, т.е.

$$V(d^*) = \min V(d), \quad d \in D; \quad (2.170)$$

$$D = \{d: \sigma_{i\max}(d) \leq [\sigma]_i; f_{i\max}^i(d) \leq [f]_i; \quad a_i \leq d_i \leq b_i; \quad i = 1, 2, 3\}. \quad (2.171)$$

Здесь $V(d^*)$ – объем (масса) конструкции вала; a_i , b_i – наибольший и наименьший размеры внутренних диаметров вала; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле для материала вала; $[f]_i$ – допускаемый прогиб вала, равный допускаемой величине разнотолщинности получаемого изделия; $\sigma_i^j(d_i)$ – эквивалентные напряжения для материала по принятой гипотезе прочности; D – допускаемая область проектных решений.

Исходные данные:

$D = 0,16$ м; $d_2 = 0,095$ м; $d_3 = 0,080$ м; $D_1 = 0,15$ м; $D_2 = 0,5$ м;
 $D_3 = 0,13$ м; $l_1 = 0,32$ м; $l_2 = 0,11$ м; $l_3 = 0,115$ м;

материал валка сталь 40Х; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma] = 150$ МПа [21];

максимальное распорное усилие на валок $2P = 80$ кН = $8 \cdot 10^4$ Н, что соответствует распределенному усилию по длине рабочей части валка $q_p = 250$ кН (рис. 2.62).

При этом в расчетах приняты следующие ограничения на размеры проектных параметров:

$$0,04 \leq d_{01} \leq 0,12 \text{ м}; \quad 0,04 \leq d_{02} \leq 0,07 \text{ м}; \quad 0,04 \leq d_{03} \leq 0,055 \text{ м}.$$

Система уравнений по ограничению прочности принималась в виде

$$\frac{\sigma_{1\max}}{[\sigma]} - 1 \leq 0; \quad \frac{\sigma_{2\max}}{[\sigma]} - 1 \leq 0; \quad \frac{\sigma_{3\max}}{[\sigma]} - 1 \leq 0.$$

Максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{1\max} = \sigma_3^E$, $\sigma_{2\max} = \sigma_3^C$, $\sigma_{3\max} = \sigma_3^A$ соответственно в бочке, цапфе и присоединительной части валка определялись по формулам [56, п. 2.5].

Функция минимального объема конструкции валка вальцев имеет вид

$$V(d_{01}, d_{02}, d_{03}) = \pi/4((D^2 - d_{01}^2)l_1 + 2(d_2^2 - d_{02}^2)l_2 + 2(d_3^2 - d_{03}^2)l_3).$$

Для получения проекта минимального объема используется МСД при следующих данных: шаг вычислений $t = 0,001$ м; начальная стартовая точка $d_{01}^{(0)} = 0,04$ м; $d_{02}^{(0)} = 0,04$ м; $d_{03}^{(0)} = 0,04$ м число; определяющее окончание процесса поиска оптимального решения $\varepsilon = 0,001$.

В результате решения поставленной задачи на ЭВМ с использованием программы 8 (прил.) [65, 66], реализующей метод скользящего допуска получены следующие значения оптимальных проектных параметров валка вальцев:

$$d_{01}^* = 0,120 \text{ м}; \quad d_{02}^* = 0,07 \text{ м}; \quad d_{03}^* = 0,05 \text{ м}.$$

Минимальный объем (масса) станины составил $V_{\min} = 4,2 \cdot 10^{-3}$ м³ ($M = 32,2$ кг), что примерно в 2 раза меньше объема конструкции существующего валка, полученного из расчета по допускаемым напряжениям, который составил $V_{[\sigma]} = 8,1 \cdot 10^{-3}$ м³ ($M = 63,6$ кг).

2.6.5. Описание алгоритма минимизации массы валка вальцев (рис. 2.67)

Блок 1. Начало

Блок 2. Ввод исходных данных: $[\sigma]$, $[F]$, D , D_2 , D_3 , A_l , B_l , $D_{0l}^{(0)}$, L , T , P , E , μ , E .

Блок 3. Расчет максимальных напряжений в сечениях валка E , C , A и максимального прогиба: $\sigma_{1\max}$, $\sigma_{2\max}$, $\sigma_{3\max}$, f_{\max} .

Блок 4. Расчет объема конструкции валка вальцев лабораторных $V(\bar{x})$.

Блок 5. Проверка выполнения условий прочности, прогиба валка и граничных условий варьируемых параметров.

Блок 6. Проверка минимального значения объема конструкции валка.

Блок 7. Вывод результатов процесса оптимизации: $\sigma_{1\max}$, $\sigma_{2\max}$, $\sigma_{3\max}$, f_{\max} , $V(\bar{x})$, x_i

Блок 8. Конец.

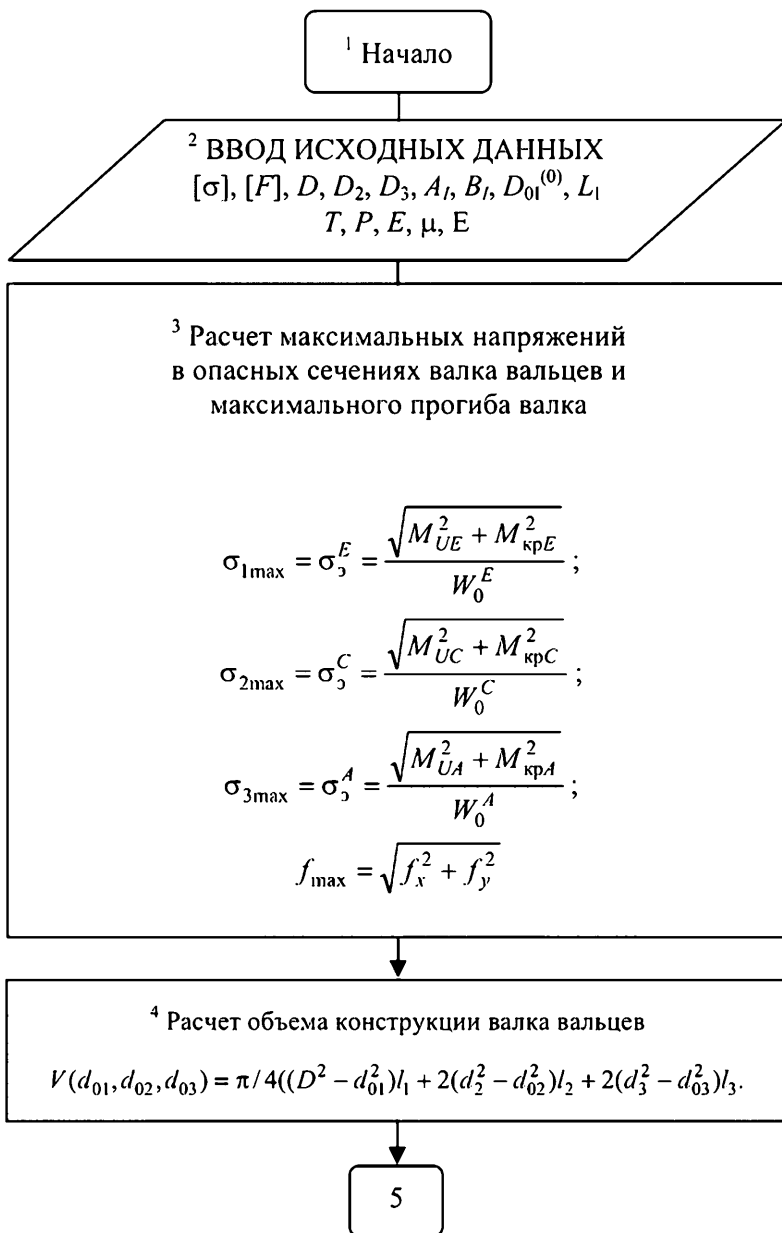


Рис. 2.67. Блок–схема алгоритма минимизации массы валка вальцев

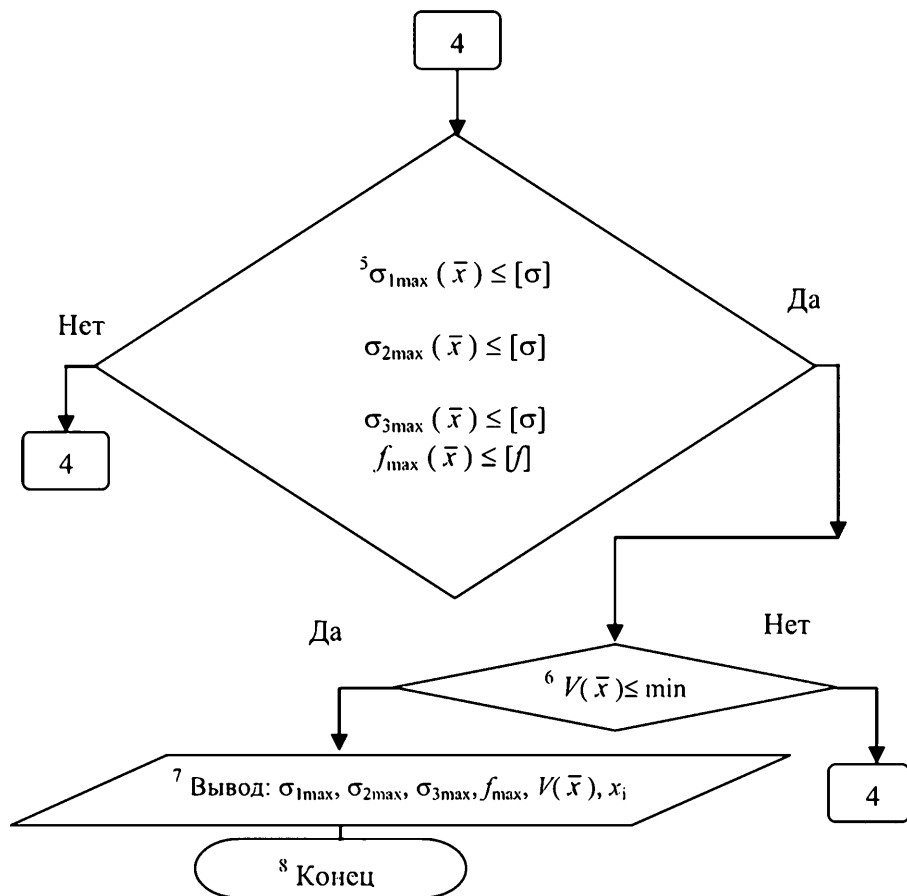


Рис. 2.67. Окончание

2.7. Идентификаторы к программе 8

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Допускаемое напряжение материала валка при изгибе, МПа	$[\sigma]$	SIG
2. Плотность материала валка, кг/мм ³	ρ	RRO
3. Распорное усилие действующее на валок, Н	P	PP
4. Наименьшие размеры сечений станины, м	a_i	
5. Наибольшие размеры сечений станины, м	b_i	
6. Максимальное напряжение в сечении E, Па	$\sigma_{1\max}$	SIGb
7. Максимальное напряжение в сечении C, Па	$\sigma_{2\max}$	SIGz
8. Максимальное напряжение в сечении A, Па	$\sigma_{3\max}$	SIGp
9. Максимальный прогиб валка, мм	f_{\max}	fmax
10. Варьируемые параметры	dd_i	x#(i),
11. Допускаемый прогиб валка, мм	$[f]$	fdop
12. Объем конструкции валка, мм ³	$V(x)$	R#(11)
13. Минимальный диаметр осевого отверстия валка, мм	d_0	dd0
14. Технологическая мощность, Вт	N	NTex
15. Частота вращения валка, об/мин	n	nobor
16. Модуль упругости материала валка, МПа	E	EE

Продолжение табл. 2.7

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
17. Диаметр ведущей фрикционной шестерни, мм	D_1	D1
18. Диаметр зубчатого колеса ведущего вала, мм	D_2	D2
19. Диаметр ведомой фрикционной шестерни, мм	D_3	D3
20. Диаметр рабочей части вала, мм	D	DD
21. Диаметр цапфы вала, мм	d_2	dd2
22. Диаметр приводной части вала, мм	d_3	dd3
23. Длина рабочей части вала, мм	l_1	ll1
24. Длина цапфы вала, мм	l_2	ll2
25. Длина приводной части вала, мм	l_3	ll3

Программа на ЭВМ для реализации алгоритма минимизации массы вала вальцев дана в приложении (программа 8), а идентификаторы к ней в табл. 2.7.

3. ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЭКСТРУЗИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Экструзией называется процесс непрерывного или периодического выдавливания профилированных изделий бесконечной или ограниченной длины из вязкого материала через формующий инструмент определенного поперечного сечения.

Одним из наиболее распространенных видов оборудования для переработки полимерных материалов являются экструзионные агрегаты. Независимо от вида получаемых изделий во всех этих агрегатах производство изделий осуществляется в основном в три стадии:

- 1) предварительной обработки (пластикации и гомогенизации), осуществляемой в экструдере;
- 2) формования (придания заготовке вида изделия) в формующем инструменте;
- 3) окончательной обработки (фиксации формы и размеров изделия) в комплектующем оборудовании различных типов.

3.1. Экструдеры (краткие сведения)

Экструдеры применяют в качестве генераторов расплава в агрегатах для гранулирования пластичных материалов, нанесения тонкослойных покрытий и пластмассовой изоляции, дублирования пленок, для производства пленки, листов, шлангов, труб, профильных погонажных и полых изделий из ненаполненных и наполненных, невспененных и вспененных полимерных материалов; для дегазации, окрашивания, обезвоживания, смешения, пластикации и пластификации термопластов, реактопластов и резиновых смесей; для проведения в них некоторых химических реакций и процессов [28].

Классификация экструдеров. По виду рабочего органа экструдеры разделяются на поршневые, червячные, бесчервячные (дисковые, гидродинамические, шестеренчатые) и комбинированные (дисково-червячные, червячные с плавильной плитой и т.д.), с электрическим обогревом (омическим, индукционным, диэлектрическим), с обогревом при помощи теплоносителя (воды, пара, минерального масла) и без наружного обогрева. По методу регулирования и поддержания заданной температуры цилиндра различают экструдеры с воздушным, водяным и смешанным охлаждением.

Для привода экструдеров применяют электродвигатель переменного тока со ступенчатой или бесступенчатой регулировкой частоты вращения рабочего органа экструдера, электродвигатель постоянного тока и гидравлический двигатель.

Поршневые и бесчервячные экструдеры имеют ограниченное применение ввиду низкой производительности поршневых экструдеров и недостаточного давления, развиваемого бесчервячными машинами.

Благодаря универсальности, наибольшее распространение получили червячные экструдеры, основными параметрами которых являются: диаметр червяка, отношение его диаметра к длине и частота вращения червяка. От диаметра червяка в первую очередь зависят производительность, потребляемая мощность, габаритные размеры и масса машины.

Червячные экструдеры разделяют на одно- и многочервячные, одно- и многостадийные, одно- и многоцилиндровые, с простым профилем червяка (цилиндрический червяк с постоянным или переменным шагом, с переменной или постоянной глубиной канала) и со сложным профилем червяка (ступенчатым, прерывистым, коническим, параболическим), с винтообразными лопастями, кулачками и т.д.

В зависимости от частоты вращения червяка различают нормальные (политропические) экструдеры (до 150 мин^{-1}) и скоростные (свыше 150 мин^{-1}), которые обычно работают в автотермическом режиме. На некоторых экструдерах червяк, кроме вращательного имеет и возвратно-поступательное (осциллирующее) движение в осевом направлении.

В зависимости от конструктивного исполнения различают горизонтальные и вертикальные экструдеры с выходом материала вверх и вниз, стационарные и вращающиеся.

Конструкция экструдера зависит от перерабатываемого материала и в меньшей степени – от вида профилируемого изделия. Для переработки гранулированных термопластичных материалов применяют в основном одночервячные экструдеры. Двух- и многочервячные машины, как правило, используются при переработке негранулированных, порошкообразных термопластов и композиций на их основе.

Одночервячные экструдеры. В одночервячном экструдере вращаемый двигателем 1 через редуктор 2 червяк 5 захватывает материал, поступающий из загрузочной воронки бункера 4, пластицирует, сжимает и перемещает его вдоль цилиндра 6, обеспечивая гомогенизацию перерабатываемого материала и его выдавливание через фильтрующие сетки 7 и решетки 8, а также профилирующую головку 9 (рис. 3.1). Цилиндр разделен на несколько зон автономного автоматического контроля и регулирования температуры. Каждая зона подключена к системам обогрева 10 и охлаждения 11. Осевые силы, возникающие при вращении червяка, воспринимаются упорным подшипником 3.

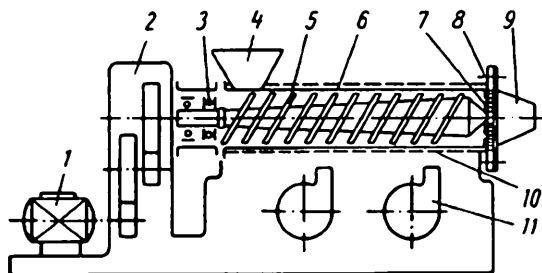


Рис. 3.1. Схема одночервячного экструдера

Нагнетающее действие червяка зависит от частоты его вращения, угла подъема винтовой линии и разницы коэффициентов трения материала о стенки цилиндра и о поверхность червяка, которые зависят главным образом от перерабатываемого материала и температуры поверхности цилиндра и червяка. Наиболее эффективно нагнетающая способность червяка проявляется при максимальном трении материала о стенки цилиндра и минимальном трении о поверхность червяка. Для уменьшения трения материала о поверхность червяка последний иногда охлаждают водой, однако при чрезмерном охлаждении червяка снижается температура экструдированного материала, уменьшая развиваемое червяком давление и производительность экструдера. Для улучшения условий захвата перерабатываемого материала червяком зона загрузки экструдера также охлаждается водой.

В обычном червячном экструдере термопласт проходит через три состояния: твердое, смесь твердого материала с расплавом и расплавленное, при этом применяются одностадийные червяки с постоянным шагом и переменной глубиной в зонах питания h_1 и дозирования h_3 (рис. 3.2), состоящие из зон питания L_1 , сжатия L_2 и дозирования (выдавливания) L_3 .

Обычно дозирующая зона определяет производительность червячного экструдера и необходимую для привода червяка мощность.

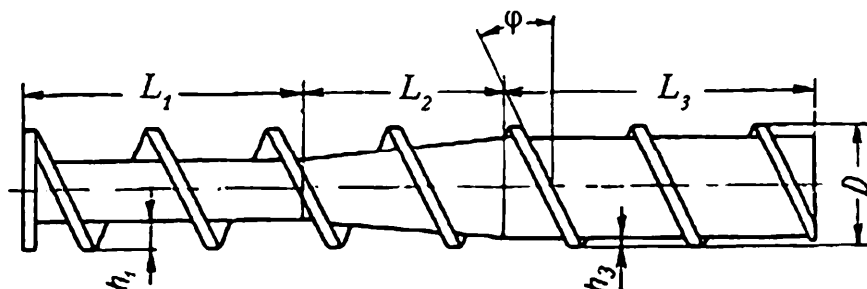


Рис. 3.2. Схема однозаходного червяка с тремя зонами

В дозирующей зоне существует три потока: вынужденный (прямой) и противоток (обратный) – потоки вдоль винтового канала червяка и утечка материала через радиальные зазоры между гребнями червяка и внутренней поверхностью цилиндра. Поток утечки по сравнению с двумя другими потоками незначителен и при расчетах им часто пренебрегают. Объемная производительность дозирующей области равна разности расходов между прямым и обратным потоками:

$$Q = \frac{\pi^2 D^2 n h \sin \varphi \cos \varphi}{2} F_q F_{\mu q} - \frac{\pi D h^3 \sin^2 \varphi \left(\frac{\Delta p}{L} \right) F_p F_{\mu p}}, \quad (3.1)$$

где D – диаметр червяка; h – глубина винтового канала; n – частота вращения червяка; φ – угол подъема винтовой линии; Δp – градиент давления на длине канала; L – длина нарезанной части зоны дозирования; F_q, F_p – коэффициенты формы канала, зависящие от отношения его глубины h к ширине B (рис. 3.3); $\mu_m = \mu_b + \mu_s/2$ – средняя вязкость находящегося в канале расплава, μ_s и μ_b – вязкость соответственно расплава на дне канала червяка и у стенок корпуса; $F_{\mu q}$ и $F_{\mu p}$ – коэффициенты, учитывающие влияние изменения вязкости на вынужденное течение и противоток (рис. 3.4) [37].

В случае если червяк с постоянными размерами канала работает в изотермическом режиме и вязкость постоянна по его длине, то мощность

$$N = \frac{\pi D^3 n^2 \mu_m L}{h} + \frac{\pi^2 D^2 n H \sin \varphi \Delta p}{2 \cos \varphi} + \frac{\pi^2 D^2 n e \mu_m L}{\delta \operatorname{tg} \varphi}, \quad (3.2)$$

где e – толщина гребня червяка

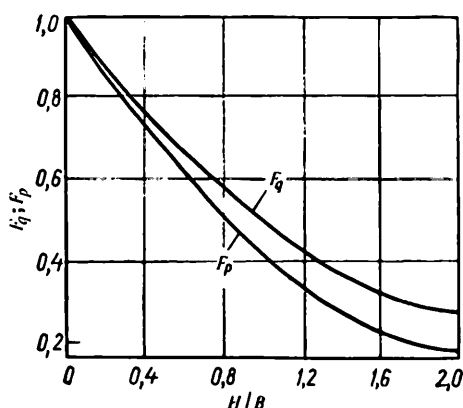


Рис. 3.3. Зависимости коэффициентов формы канала F_q и F_p от относительной его глубины H/B

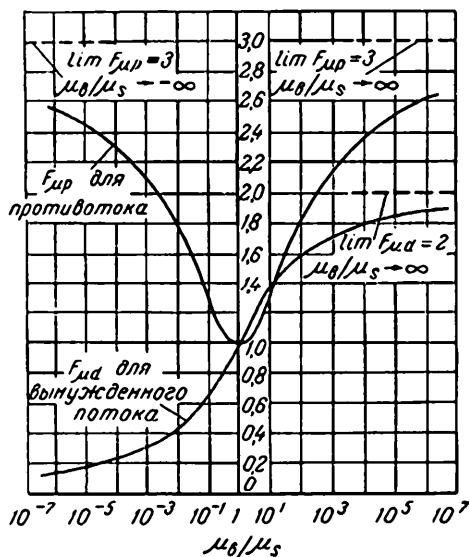


Рис. 3.4. Зависимости для определения поправочных коэффициентов, учитывающих изменение вязкости по глубине канала червяка

Необходимая для привода червяка мощность может быть также определена из энергетического баланса экструдера:

$$N = 32 \cdot 10^{-5} Q c (T_p - T_0), \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

где Q – производительность экструдера, кг/ч; c – теплоемкость материала, Дж/(кг·°C); T_p – температура расплава, °C; T_0 – температура загружаемого материала, °C.

На рисунке 3.5 приведена номограмма для определения мощности N привода червяка для полиэтилена низкой и высокой плотности 1 и 2, полиамидов 3, полиметилметакрилата 4, ударпрочного полистирола 5 и сополимера АБС 6 в зависимости от температуры переработки $T_p - T_0$ и производительности Q экструдера. Из номограммы следует, что с увеличением температуры расплава при данной мощности привода уменьшается его производительность.

На основании обработки показателей технических характеристик одночервячных экструдеров, выпускаемых разными фирмами, получены следующие зависимости, которые позволяют определять с достаточной для инженерных расчетов точностью производительность экструдера Q (кг/ч) и мощность его привода N (кВт) от диаметра червяка D (мм):

$$Q = K_Q D^{C_Q}; \quad (3.4)$$

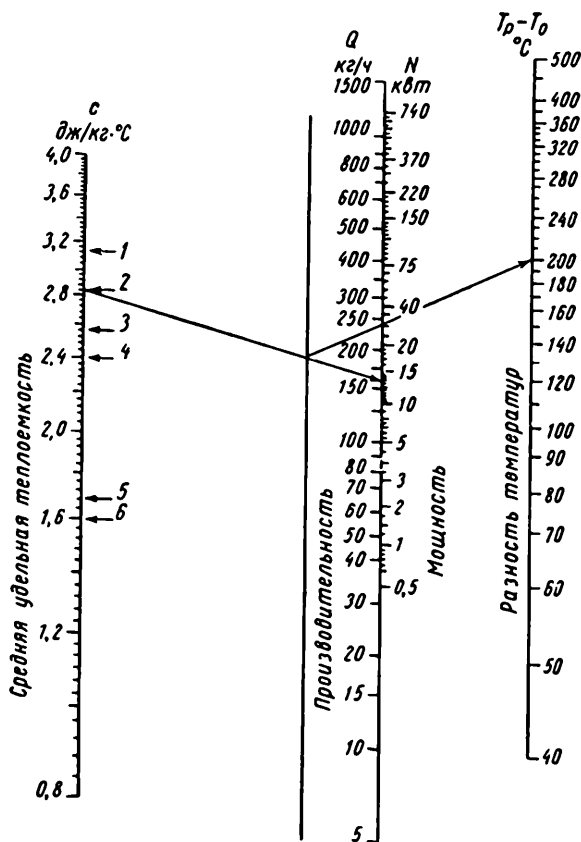


Рис. 3.5. Номограмма для определения мощности привода червяка

$$N = K_N D^{C_N}, \quad (3.5)$$

где $K_Q = 6,75 \cdot 10^{-2}$; $C_Q = 1,8$; $K_N = 1,26 \cdot 10^{-2}$; $C_N = 1,8$.

Основной задачей прочностного расчета червячного экструдера является проверка предварительно рассчитанных размеров червяка и определение его максимально допустимого прогиба. На червяк действует осевая сила P , вращающий (крутящий) момент $M_{кр}$ и равномерно распределенная нагрузка q от собственного веса червяка. Силы P и q вызывают прогиб f червяка (рис. 3.6). Максимальный прогиб червяка от распределенной нагрузки

$$f_{\max} = \frac{qL^4}{8EJ}, \quad (3.6)$$

где E – модуль упругости материала червяка; J – момент инерции поперечного сечения.

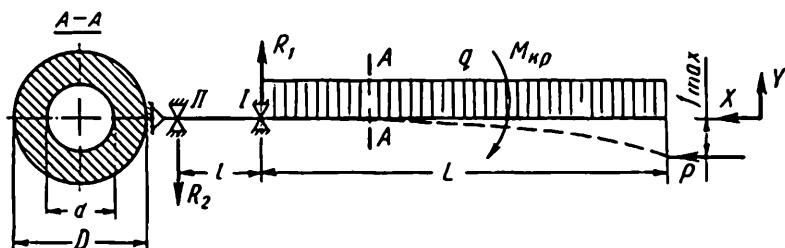


Рис. 3.6. Расчетная схема сил, действующих на червяк

Полученный прогиб должен быть меньше радиального зазора между гребнем червяка и стенкой цилиндра.

Так как червяки должны хорошо противостоять нагрузкам от кручения и изгиба и обладать повышенной стойкостью к износу, их обычно изготавливают из хромомолибденоалюминиевой стали (азотируемой 38ХМЮА), хромоникелевой или хромомолибденовой. Поверхности червяков упрочняют методами термохимической обработки (азотирования, закалки), а также нанесением на поверхность червяка или его гребней твердого хрома и твердых сплавов [67].

Цилиндры экструдеров должны обладать высокой прочностью, так как они работают при повышенной температуре (до 400 °С) и давлении (до 60 МПа), износо- и коррозионностойкостью. Для повышения износо- и коррозионностойкости обычно в полость цилиндра устанавливают гильзу (втулку) или набор гильз. В большинстве случаев внутренняя поверхность цилиндра или гильз азотируется. Поскольку азотированная поверхность склонна к короблению и образованию трещин из-за концентрации напряжений в граничном слое, применяют биметаллические цилиндры, изготовленные методом центробежного литья. Толщина слоя износостойкого покрытия цилиндра после окончательной обработки равна примерно 1,5 мм. Биметаллические цилиндры в три раза долговечнее азотированных. Так как толщина стенки S цилиндра экструдера не превышает 10% наружного его диаметра и отношение наружного диаметра D_n к внутреннему $D_{вн}$ больше 1,5, такой цилиндр можно рассматривать как толстостенный сосуд и рассчитывать толщину их стенки по следующей зависимости:

$$S = \frac{D_{вн}}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_d}{\sigma_d - \beta \Delta p}} \right) + C, \quad (3.7)$$

где σ_d – допускаемое напряжение; C – прибавка на коррозию; β – коэффициент, учитывающий материал цилиндра; $\beta = 1,73$ для стали и $\beta = 2$ для чугуна; Δp – давление в цилиндре [5].

Существенными недостатками одночервячных экструдеров являются: невозможность создания высокого давления без уменьшения объемной производительности экструдера и регулирования времени пребывания материала в нем; отсутствие сильно выраженного градиента скорости сдвига перерабатываемого материала, необходимого для перемешивания и гомогенизации; неспособность непрерывного обновления эффективных поверхностей перерабатываемого материала для осуществления процесса массопередачи. Кроме того, при загрузке одночервячных экструдеров крошкой и мелкодисперсным порошком с низкой насыпной массой, а также расплавом или пастой, прилипающей к червяку, транспортирование материала, как правило, либо неудовлетворительное, либо вообще отсутствует.

Двухчервячные экструдеры. Несомненными преимуществами многочервячных экструдеров, наиболее распространенными из которых являются двухчервячные, являются хороший захват исходного продукта в зоне питания независимо от формы сырья, принудительное продвижение материала к формующему инструменту и взаимная самоочистка червяков.

Различие в принципах работы двух- и одночервячной машин связано с разными механизмами создания давления в перерабатываемом материале. Если у одночервячного экструдера давление развивается благодаря вязкому течению, вызванному относительным движением червяка в цилиндре, то у двухчервячных экструдеров давление создается за счет выжимающего действия витка сопряженного червяка. Способность к развитию давления у одночервячного экструдера определяется глубиной винтового канала, в то время как у двухчервячного – геометрической степенью замкнутости винтового канала

$$\xi = \frac{ie}{t - ie}, \quad (3.8)$$

где t – шаг винтовой нарезки; i – число заходов червяка.

Величина ξ показывает, какая часть сечения канала перекрывается, и характеризует принудительность транспортирования перерабатываемого материала к формующему инструменту экструдера и способность червяка развивать давление.

Кинематическая схема двухчервячного экструдера приведена на рис. 3.7. Червяки вращаются от электродвигателя 7, вал которого соединен муфтой с быстроходным валом трехступенчатого редуктора 6. Выходной (тихоходный) вал редуктора цепной передачей 5 и зубчатыми колесами 4 через жесткую муфту 3 связан с червяками 2. Основными конструктивными элементами двухчервячного экструдера являются цилиндр 1, червяки 2, подшипниковый узел 8, коробка скоростей и электродвигатель 7. Перерабатываемый материал подается через загрузочную воронку 9.

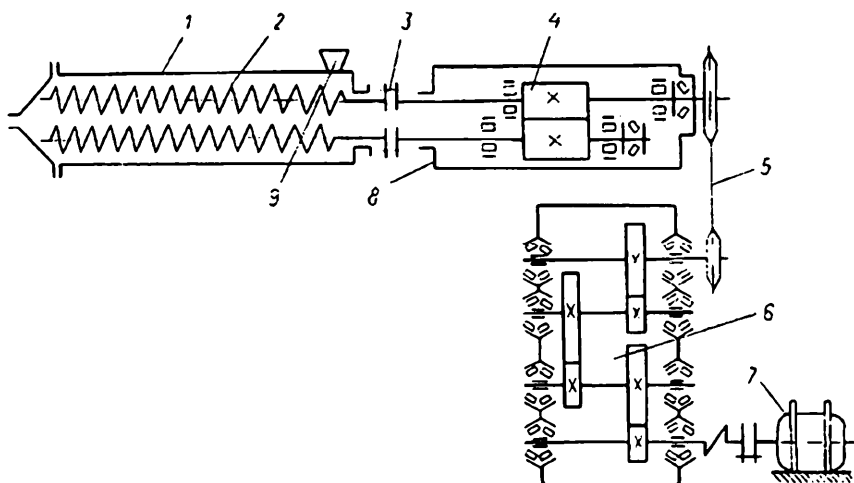


Рис. 3.7. Кинематическая схема двухчервячного экструдера

У двухчервячного экструдера основными рабочими органами являются червяки, которые могут вращаться как в одну, так и в разные стороны. При вращении в одну сторону направление винтовой нарезки обоих червяков, находящихся в зацеплении, совпадает, в случае встречного вращения – оно различное (табл. 3.1).

3.1. Конструкции червяков двухчервячных экструдеров

Зацепление	Вращение червяков	
	встречное	однонаправленное
Зацепляющиеся червяки		
Плотное		
Неплотное		
Незацепляющиеся червяки		
Отсутствует		

В зависимости от назначения экструдеры могут оснащаться червяками одного из следующих типов:

1) с малой и нулевой степенью сжатия, которые в основном применяют для смешения материалов при относительно низких температурах, а также для переработки полимеров, чувствительных к нагреву;

2) со степенью сжатия 1:1,5, обычно используемые для смешения и переработки термопластов;

3) со степенью сжатия 1:2, применяемые при тщательном распределении добавок в смеси при перемешивании композиций.

Производительность и мощность двухчервячных экструдеров, находящихся в зацеплении, можно определить с помощью зависимостей (3.4) и (3.5) при $K_Q = 3,64 \cdot 10^{-2}$, $C_Q = 2$, $K_N = 5,25 \cdot 10^{-3}$ и $C_N = 1,84$.

Дисковые и диско–червячные экструдеры. Необходимость поисков новых способов экструзии объясняется тем, что у червячных экструдеров большая часть теплоты, необходимой для пластикация материала, передается путем теплопередачи от стенок обогреваемого цилиндра. Поскольку полимеры имеют низкую теплопроводность, такой способ передачи теплоты требует длительного пребывания (обычно несколько минут) материала в экструдере. Повышение градиента температур между цилиндром и холодным полимером улучшает теплопередачу, но вызывает опасность термической деструкции полимера. Поэтому желательно, чтобы полимеры нагревались более равномерно и за короткое время в результате трения. Кроме того, червячные экструдеры обычно не обеспечивают высокого качества смешения и диспергирования материалов, для которых необходим равномерный и интенсивный сдвиг материала по всей длине червяка экструдера.

В бесчервячном дисковом экструдере использованы свойства эластичности расплава полимера: эффект нормальных сил, который возникает при сдвиге вязкоэластичного материала между вращающимися и неподвижными дисками.

Дисковый экструдер состоит из профильного вращающегося диска 6, расположенного в обогреваемом корпусе 7 (рис. 3.8). Диск прикреплен к фланцу 8 вала 1, установленного в радиально–упорных подшипниках 5. На консоли вала обычно устанавливается зубчатое колесо, связанное с приводом. Для обогрева диска и корпуса предусмотрены электрические нагреватели, необходимые в момент пуска дискового экструдера.

Рабочая камера дискового экструдера расположена между торцовыми частями корпуса и диска. Для изменения зазора между диском и корпусом (в пределах 0,2...10 мм) установлена червячная передача 4, под действием которой посредством системы плит 3 и колонн 2 происходит относительное перемещение вала и корпуса.

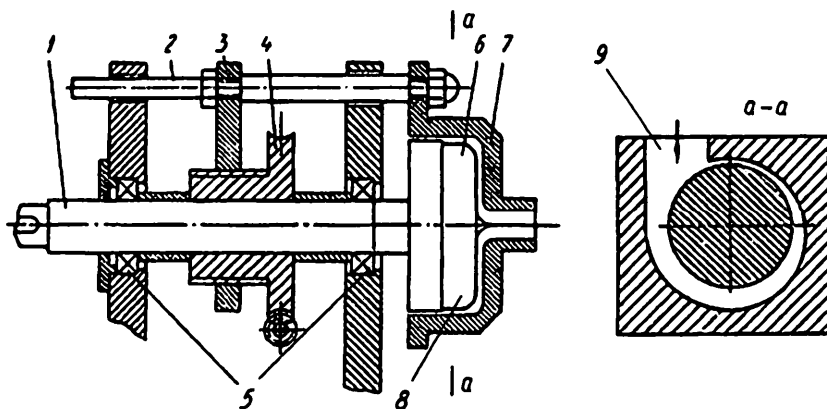


Рис. 3.8. Схема дискового экструдера

На цилиндрических поверхностях фланца и корпуса имеется винтовая нарезка, которая выполняет роль лабиринтового уплотнения, препятствующего проникновению через зазор материала. Перерабатываемый материал в виде порошка или гранул поступает в загрузочный канал 9, расположенный тангенциально по отношению к кольцевому каналу. Для устойчивой работы дисковые экструдеры оснащают различными по конструкции питателями.

В дисковом экструдере нагрев происходит по всей массе материала вследствие интенсивных деформаций сдвига. В результате необходимая длительность пластикации и гомогенизации материала резко сокращаются, что особенно важно для термонестабильных материалов.

Дисковые экструдеры отличаются высокой диспергирующей и гомогенизирующей способностью, связанной с однородностью поля скоростей сдвига, простотой конструкции и малыми габаритными размерами. Они предназначены в первую очередь для смешения, окрашивания, дегазации и обезвоживания материалов, переработки быстро-разлагающихся термопластов и грануляции. Однако крайне ограниченное давление экструзии и недостаточная производительность затрудняют их промышленное применение.

Дисково-червячные экструдеры обладают высокой пластикационной и гомогенизирующей способностью, малым временем пребывания полимера в экструдере, развивают высокое давление расплава на выходе из него.

Дисково-червячные экструдеры с индивидуальными приводами в одну линию (рис. 3.9, а) и под углом (рис. 3.9, б) позволяют изменять в широком диапазоне частоты вращения диска и червяка.

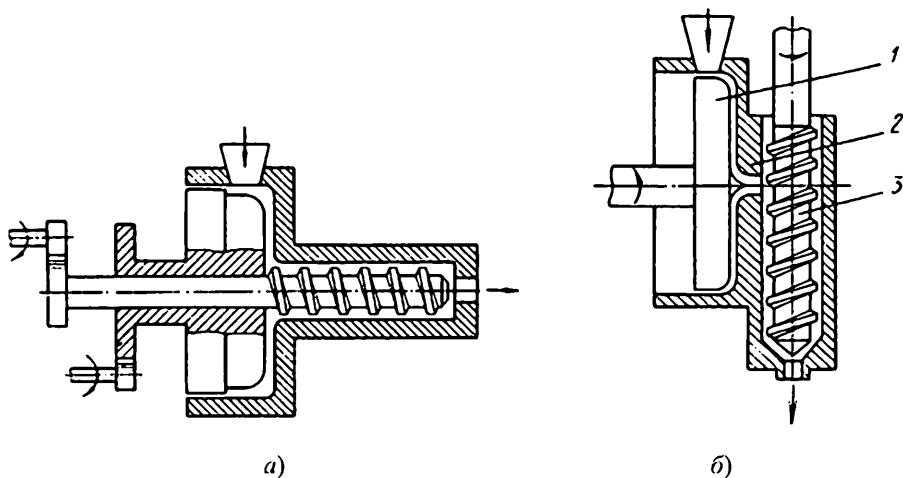


Рис. 3.9. Схемы дисково-червячных экструдеров:

1 – диск; 2 – корпус экструдера; 3 – червяк

Как и в случае червячных и двухчервячных экструдеров производительность и мощность дисковых экструдеров можно определять по зависимостям (3.4) и (3.5) при $K_Q = 6,6 \cdot 10^{-4}$, $C_Q = 2,23$, $K_N = 2,51 \cdot 10^{-4}$ и $C_N = 2,5$.

Специальные экструдеры. В ряде случаев переработки полимерных материалов использование червяка без специальных зон или устройств оказывается неэффективным, так как не достигается необходимая степень диспергирования и смешения, а в ряде случаев требуется проведение операции дегазации.

Диспергирующие элементы червяков позволяют создавать большие напряжения сдвига, а смесительные – большие деформации перерабатываемого материала (рис. 3.10). Наиболее простым диспергирующим элементом является проточка в нарезке или смещение винтовой нарезки червяка б. Круглые или треугольные кулачковые шайбы 1 устанавливаются в виде набора с последовательным поворотом на некоторый угол. Часто применяется торпеда с «обратной» нарезкой 5 и диспергирующий элемент Лероя 2, в котором перемещение расплава в осевом направлении возможно только через кольцевой зазор между поверхностями элемента и материального цилиндра. Хорошие результаты дает использование элемента с несколькими кольцевыми и продольными прорезями 4. Смесительные и диспергирующие элементы, как правило, устанавливаются между зонами с обычной нарезкой червяка 3. Смесительные элементы могут использоваться как диспергирующие, и наоборот.

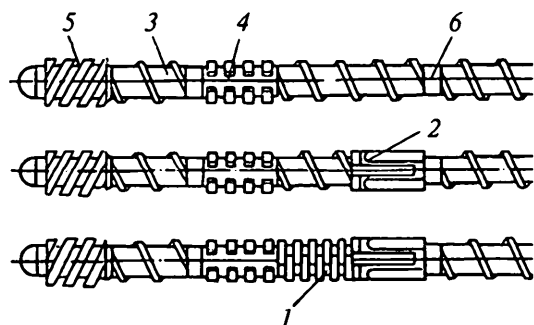


Рис. 3.10. Варианты расположения смесительных и диспергирующих элементов одночервячных экструдеров

В одночервячных осциллирующих смесителях типа «Ко-Кнеттер» фирмы Басс АД (Швейцария) червяк наряду с вращательным совершает возвратно-поступательное движение (рис. 3.11), в процессе которого зубья на цилиндре многократно проходят через специальные продольные пазы в нарезке червяка, благодаря чему намного увеличивается эффективность смешения полимера. Следует отметить, что для улучшения условий подпора материала в зоне загрузки продольные пазы в нарезке червяка отсутствуют [68].

Одним из частных случаев работы зоны дозирования является режим работы с частично заполненным каналом, что широко применяется в *дегазационных экструдерах* для удаления из расплава захваченного гранулами воздуха, растворенных низкомолекулярных фракций, газов и др. (рис. 3.12). Отсос летучих производится через отверстия в корпусе цилиндра в специально устраиваемой зоне дегазации *III*, в которой необходимо создать условия для поддержания давления ниже атмосферного. Это достигается согласованием работы отдельных зон экструдера путем подбора глубины канала по зонам или установкой специальных дросселирующих устройств. В первом случае производительность дозирующей зоны *IV*, расположенной за зоной дегазации *III*, устанавливается больше производительности дозирующей зоны *II* и зоны питания *I*, расположенных до дегазационной секции, вследствие применения червяков с отношением глубины канала в указанных зонах, равным 1,2...1,4. Глубина канала в самой зоне дегазации выполняется в 2–3 раза больше глубины канала в первой зоне дозирования [2].

Обычно червячные экструдеры работают в политропическом режиме при наличии интенсивного теплообмена от стенок цилиндра к перерабатываемому материалу, а также от материала к деталям машины и дальше к окружающей среде. Червячные машины, работающие без внешнего обогрева, называют адиабатическими экструдерами.

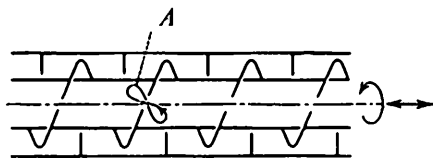


Рис. 3.11. Схема смесителя типа «Ко-Кнсттер»
(A – трасктория движения частиц расплава)

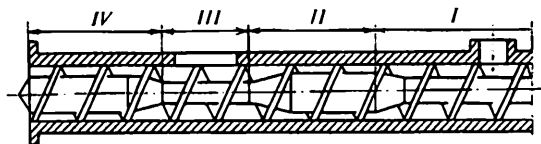


Рис. 3.12. Схема червяка дегазационного экструдера

Однако в реальности всегда происходит теплообмен между стенками цилиндра, червяком и перерабатываемым материалом, поэтому правильнее такие экструдеры называть автотермическими.

В *телескопическом автотермическом экструдере* составной червяк состоит из двух червяков (рис. 3.13): внутреннего 1 и наружного 13, соединенных болтом 9 и шпонкой 7. Наружный червяк заканчивается гладкой параболической торпедой 12, образующей узкий кольцевой канал 8 с цилиндром 14 экструдера, в котором и создаются интенсивные сдвиговые деформации.

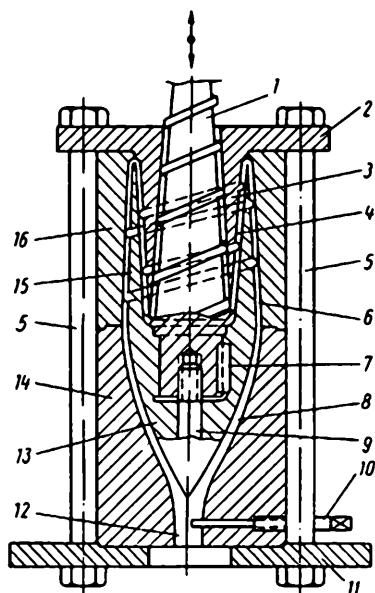


Рис. 3.13. Схема телескопического автотермического экструдера

Корпусные элементы 14 и 16 экструдера и фланцы 2 и 11 соединены резьбовыми колоннами 5. Внутри конического корпуса 3 установлен червяк 1, а на наружной поверхности имеется винтовая нарезка, которая выполняет роль червяка в среднем кольцевом канале 4.

Перерабатываемый материал поступает из бункера в загрузочное отверстие корпуса 16 и транспортируется витками червяка, при этом материал постепенно нагревается, пластицируется и по каналу 4 поступает в канал 6. Наличие винтовой нарезки на наружной поверхности конуса 3 и червяка 15 способствует транспортировке и нагнетанию материала. Однородный пластицированный материал через каналы 8 и 12, пройдя дроссель 10, направляется в формующий инструмент экструдера (на рисунке не показан), который крепится к фланцу.

Профилирующая головка и корпус экструдера оснащены электрическими нагревателями, которые включаются только в период пуска экструдера. При нормальной эксплуатации экструдера материал нагревается и плавится за счет теплоты, выделяющейся от трения и сдвига. Экструдер имеет небольшие габаритные размеры, обеспечивает высокую гомогенизацию расплава и возможность переработки различных термопластов.

3.2. Экструзионные агрегаты и их комплектующее оборудование

Наиболее типичными экструзионными агрегатами являются агрегаты для производства труб, профилей и рукавной пленки, которые оснащены наибольшим количеством разнообразного комплектующего оборудования, часть из которого будет рассмотрена ниже.

Экструзионный агрегат для производства труб, стержней, шлангов и других профилированных изделий (рис. 3.14) состоит из червячного экструдера 1, кольцевой аксиальной головки 2 с калибрующей насадкой 3, устройств 4 – 7 для охлаждения, измерения длины, вытяжки и резки трубы 8 на участки необходимой длины, а также из устройства для штабелировки труб (на рисунке не показано). Трубы небольшого диаметра и шланги обычно не режут, а наматывают в бухты приемными устройствами барабанного типа.

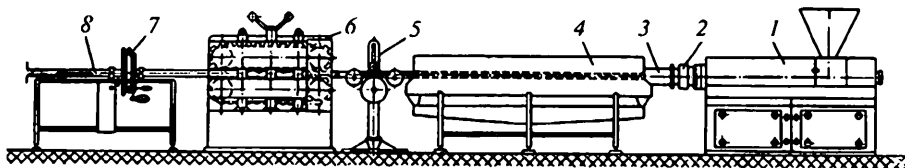


Рис. 3.14. Схема экструзионного агрегата для изготовления труб

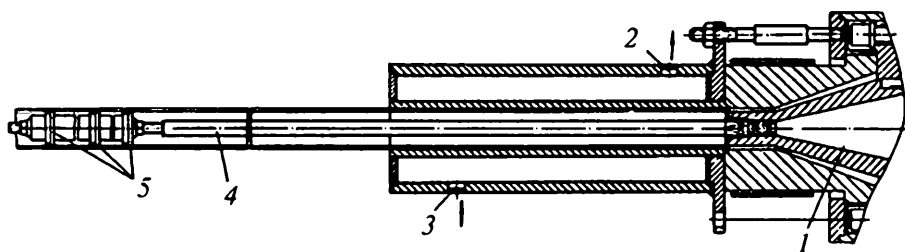


Рис. 3.15. Калибрующая насадка для экструдруемых труб

В большинстве случаев калибрование трубы производят по наружному диаметру (рис. 3.15). Насадку крепят непосредственно к головке или устанавливают рядом с охлаждающим устройством. Экструдруемая труба прижимается к полированной поверхности насадки сжатым воздухом, нагнетаемым в полость трубы через канал 1 головки. Для герметизации трубы в ней устанавливают скользящую пробку, состоящую из набора резиновых колец 5, закрепленных на штоке 4. Калибруемая труба охлаждается водой, проходящей через рубашку насадки. Для подачи и отвода воды в рубашке имеются отверстия 3 и 2.

В некоторых случаях осуществляют вакуумную калибровку трубы, соединяя полости калибрующей насадки с вакуумной линией. В этом случае необходимость в герметизации трубы отпадает. При изготовлении толстостенных труб их калибруют, создавая внутреннее избыточное давления сжатого воздуха и наружный вакуум. При изготовлении шлангов и наматываемых в бухту труб свободный их конец закрывают пробкой, вращающейся вместе с концом трубы или шланга. Тонкостенную трубу небольшого диаметра можно изготовлять без пробки, сплющивая ее свободный конец.

Охлаждающее устройство обычно представляет собой отдельную передвижную ванну с проточной водой, в которой охлаждается экструдруемая труба. Торцы ванны уплотнены резиновыми кольцами с отверстиями для трубы.

Для вытяжки экструдруемых изделий с необходимой скоростью применяют обрезиненные роликовые и гусеничные устройства с механическим, гидравлическим или пневматическим зажимом изделий. Гусеничное устройство для вытяжки труб состоит из гусениц 1 и 2 с пластинами 3, покрытыми пористой резиной, механизма для бесступенчатого привода гусениц с помощью вариатора и регулятора 5 расстояния между гусеницами (рис. 3.16).

При вытяжке профилированных изделий обычно вместо гусеничных устройств применяют ленточный конвейер. Для вытяжки сложно-профильных изделий применяют комбинированные тянущие устройства гусеничного типа и с профильными роликами.

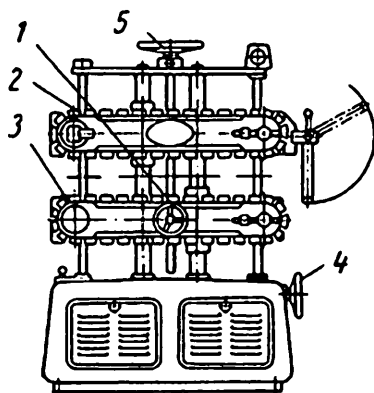


Рис. 3.16. Схема тянущего гусеничного устройства

Для резки труб и профилированных изделий применяют главным образом дисковые пилы с планетарным механизмом, поворачивающим вращающуюся пилу относительно экструдированного изделия. В течение резки пила перемещается вместе с изделием, после чего возвращается в исходное положение.

Экструзионные агрегаты для производства листов, гранулирования, нанесения покрытий из полимерных материалов и т.д. принципиально не отличаются от описанного агрегата. Различие состоит в основном в степени трудности конструирования и изготовления формующего инструмента.

3.3. Оборудование для раздувного формования

Экструзионно-раздувные агрегаты. Эти агрегаты предназначены для производства полых полимерных изделий, которые используются в качестве тароупаковочных средств (бутылки, банки, флаконы, канистры, баки, бочки и др.). Основными характеристиками, отличающими различные типы этого оборудования, являются максимальные значения объема полости формующих изделий и штучной производительности (табл. 3.3).

Принципиальное устройство всех экструзионно-аздувных агрегатов идентично (рис. 3.17). В их состав, как правило, входят одночервячный экструдер 1, оснащенный кольцевой экструзионной головкой 4, которая предназначена для получения трубчатой заготовки из расплава полимерного материала, и приемное устройство 2 с раздувными полужомами, смонтированными на его подвижных плитах 3, которые предназначены для приема получаемой трубчатой заготовки и последующего ее раздувания сжатым газом в полое изделие.

3.2. Техническая характеристика экструзионно–раздувных агрегатов различных типов

Параметры	Объем полости формуемых изделий, л						
	0,1...1	1...3	3...5	5...10	10...60	60...100	100...200
Диаметр червяка, мм	32...45	45...63	63	63...90	63...90	63...90	90...125
Отношение длины червяка к его диаметру	20	20	20	20...25	20...25	20...25	20...25
Частота вращения червяка, мин	0...100	0...100	0...100	0...100	0...100	0...100	0...100
Сила запираания раздувных полуформ, кН	8...10	10...30	30...40	40...50	50...70	70...200	200...500
Объем копильного устройства, л		0,25	0,8	0,8...1,2	1,5...6	6...10	10...15
Мощность привода экструдера, кВт	8...14	14...18	18...20	20...40	20...40	20...40	40...60
Мощность обогрева, кВт	5...7	7...9	9...10	10...15	10...15	10...15	15...20

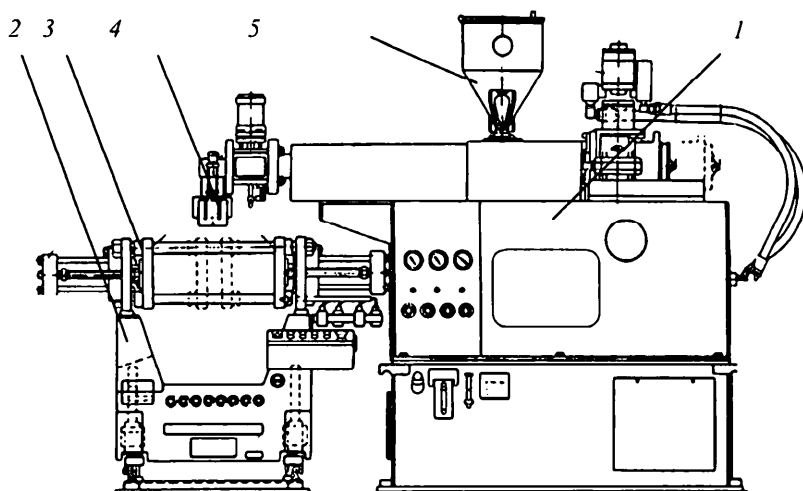


Рис. 3.17. Экструзионно–раздувной агрегат

Принцип работы экструзионно–раздувных агрегатов заключается в том, что исходное полимерное сырье в виде гранул или порошка захватывается из бункера–накопителя 5 вращающимся червяком, а по мере продвижения в обогреваемом цилиндре плавится, пластицируется и продавливается через формующий инструмент – обогреваемую кольцевую экструзионную головку 1 (рис. 3.18), выходя из нее в виде трубчатой заготовки 2, попадая затем в пространство между разомкнутыми половинами охлаждаемой раздувной формы 4, смонтированными на подвижных плитах приемного устройства. По достижению заготовкой определенной длины производится смыкание раздувных полуформ с захватом заготовки и ее раздувание сжатым газом, подаваемым в полость заготовки через раздувной ниппель 3. После охлаждения производится размыкание полуформ и съем готового полого изделия 5. Затем цикл формования изделия повторяется. При производстве изделий малого объема используются многоручьевые экструзионные головки и многогнездные раздувные формы [69].

Для формования крупногабаритных изделий (канистр, баков, бочек и др.) используются экструзионно–раздувные агрегаты, оснащенные копильным устройством (аккумулятором), расположенным между червяком экструдера и экструзионной головкой, в котором накапливается расплав полимера, нагнетаемого непрерывно вращающимся червяком экструдера за время, в течение которого происходит раздувание и охлаждение изделия в форме. После накопления необходимого

объема расплав полимера под действием поршня копильника с большой скоростью выдавливается из него через экструзионную головку с образованием трубчатой заготовки.

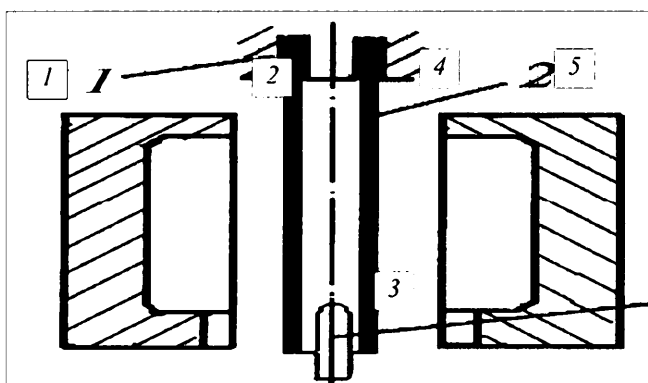


Рис. 3.18. Схема экструзионно–раздувного формования

С целью снижения разнотолщинности формующих изделий, обусловленной гравитационной вытяжкой получаемых заготовок и их неоднородным деформированием при раздувании, экструзионные головки часто снабжают специальным устройством, позволяющим в процессе экструзии целенаправленно изменять размер кольцевого зазора ее формующей щели, что обеспечивает желаемое распределение толщины стенки по длине получаемой экструзионной заготовки.

Для этого используют конические дорны 2 и мундштуки 1 с относительным смещением их в процессе экструзии заготовки (рис. 3.19), обеспечиваемым отдельным, как правило, гидравлическим приводом, управляемым по заранее заданной программе.

Приемные устройства раздувных агрегатов предназначены для выполнения следующих технологических и вспомогательных операций: перемещения раздувных полуформ к экструзионной головке для приема экструдированной заготовки; смыкания и запирания раздувных полуформ; отрезания заготовки у экструзионной головки; подачи сжатого газа для раздувания заготовки; отвода раздувных полуформ от экструзионной головки; охлаждения изделия; размыкания полуформ и съема готового изделия.

По числу рабочих позиций приемные устройства разделяются на одно-, двух- и многопозиционные. Одно- и двухпозиционные приемные устройства могут быть оснащены специальными механизмами, осуществляющими вертикальное, горизонтальное или сложное кинематическое перемещение (подвод и отвод) раздувных полуформ относительно оси экструзионной головки, что позволяет обеспечивать непрерывный процесс получения заготовок. Многопозиционные приемные устройства используются в тех случаях, когда время получения заготовки намного меньше времени ее раздувания и охлаждения получаемого изделия.

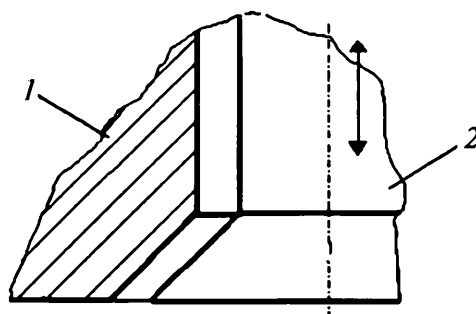


Рис. 3.19. Изменяемый зазор формующей щели экструзионной головки

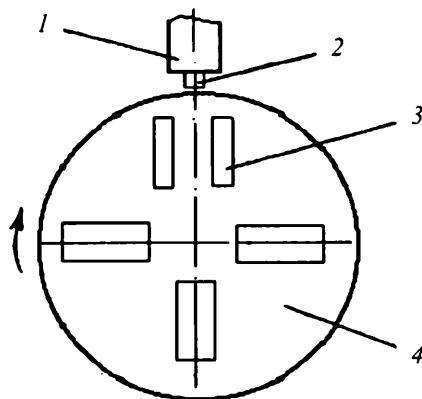


Рис. 3.20. Схема многопозиционного приемного устройства:
 1 – экструзионная головка; 2 – экструдированная трубчатая заготовка;
 3 – раздувные полуформы; 4 – ротор

Такие приемные устройства представляют собой периодически или непрерывно вращающийся ротор 4, на котором смонтировано несколько раздувных полуформ 3, снабженных индивидуальным приводом для их смыкания–размыкания (рис. 3.20).

Экструзионно–раздувные агрегаты, оснащенные многопозиционными приемными устройствами, работают непрерывно, что обеспечивает их высокую производительность. Некоторые модели таких агрегатов, выпускаемых АО КБАЛ им. акад. Л. Н. Кошкина, производят до 15 – 20 изделий в 1 мин при использовании одной экструзионной головки. Кроме того, многопозиционные приемные устройства позволяют одновременно изготавливать изделия различной конфигурации, но только в том случае, когда для их формования может быть использован один типоразмер экструзионной заготовки.

Важной особенностью экструзионно–раздувных агрегатов является согласованная работа червячного экструдера и приемного устройства, условием которой является равенство или кратность суммы времени раздувания, охлаждения и съема готового изделия со временем получения заготовки. Время раздувания изделия

$$t_p = \frac{V_0}{G_n} \left(\frac{V_\phi}{V_0} - 1 \right) \left(\frac{p_0}{p_n} \right)^{1/k}, \quad (3.9)$$

где V_0, V_ϕ – объем полости соответственно заготовки и формуемого изделия; p_0, p_n – соответственно исходное давление газа в полости

заготовки и давление газа, истекающего в полость раздуваемой заготовки; k – показатель адиабаты газа, подаваемого в полость раздуваемой заготовки через раздувной ниппель.

Объемный расход газа G_n , истекающего в полость раздуваемой заготовки через раздувной ниппель [60],

$$G_n = \mu_p S \sqrt{\frac{2k}{k+1} R_p T_p},$$

где μ_p – коэффициент расхода пневмокоммуникационной системы, обеспечивающей подвод сжатого газа из ресивера в полость раздуваемой заготовки; S – площадь проходного сечения раздувного ниппеля; R_p, T_p – соответственно удельная газовая постоянная и температура этого газа в ресивере.

Время, необходимое для охлаждения изделия в раздувной форме [69, 70],

$$t_o \approx -\frac{4}{\pi^2} \frac{\delta^2}{a} \ln \left(1,1 \frac{T_n - T_\phi}{T_3 - T_\phi} \right), \quad (3.10)$$

где T_3, T_ϕ, T_n – температура соответственно заготовки, раздувной формы и извлекаемого из нее изделия; δ – средняя толщина стенки формируемого изделия; a – коэффициент температуропроводности полимера в рабочем интервале температур.

Время извлечения (съема) готового изделия из раздувной формы определяется как его габаритными размерами, так и оснащенностью приемного устройства специально предназначенными для этого манипуляторами, и в зависимости от этого составляет 1...5 с.

Время получения (экструзии) заготовки при использовании агрегатов, не оснащенных копильным устройством, определяется объемом материала заготовки и объемной производительностью экструдера:

$$t_n = V_3 / Q,$$

где V_3 – объем материала заготовки; Q – объемная производительность экструдера.

При использовании агрегатов, оснащенных копильным устройством, время получения заготовки

$$t_n = V_3 \left(\frac{1}{\alpha n} + \frac{\mu_2}{K_{эп} \Delta p} \right),$$

где α – коэффициент, характеризующий геометрию используемого червяка [4, 14, 39]; n – частота вращения червяка; $K_{эп}$ – коэффициент, характеризующий геометрию каналов экструзионной головки [69, 71]; Δp – перепад давлений в головке, создаваемый гидроцилиндром копильного устройства; μ_2 – среднее значение динамической сдвиговой вязкости расплава полимера в каналах экструзионной головки.

Оборудование для инжекционно–раздувного формования. Многие виды полых полимерных изделий могут быть получены на оборудовании, которое реализует инжекционно инжекционно–раздувной метод их производства. Этим методом производятся различные бутылки и банки объемом 0,25...3 л, а также фляги и канистры объемом 3...8 л. Основными техническими характеристиками, отличающими различные типы оборудования для реализации этого метода, являются максимальные значения объема полости получаемых изделий, а также обеспечиваемая штучная производительность.

Суть метода заключается в том, что получаемая на первой стадии его реализации трубчатая заготовка – преформа, затем раздувается (формуется) сжатым газом в готовое изделие. Существуют две технологии инжекционно–раздувного формования полых полимерных изделий: раздельная и совмещенная.

При реализации раздельной технологии стадии получения заготовки и ее раздувного формования в изделие существенно разделены во времени. Стадия получения заготовок реализуется на литьевых машинах (рис. 3.21). Исходный полимерный материал захватывается и пластицируется вращающимся червяком 3. По мере накопления в пластикаторе 2 необходимого объема расплава полимера 4 последний впрыскивается за счет поступательного перемещения червяка через сопло 5 в предварительно сомкнутую охлаждаемую литьевую форму 1. После выдержки полимера под давлением и охлаждения литьевая форма раскрывается, отлитые заготовки 6 удаляются с помощью специального сталкивающего устройства, и цикл формования повторяется. Как правило, литьевые формы имеют от единиц до нескольких десятков формообразующих гнезд, что обеспечивает высокую производительность получения преформ.

Стадия раздувного формования преформ в изделия осуществляется на специальных раздувных линиях (рис. 3.22).

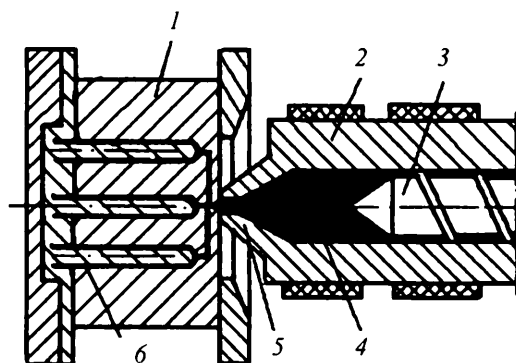


Рис. 3.21. Схема получения литьевых (инжекционных) заготовок

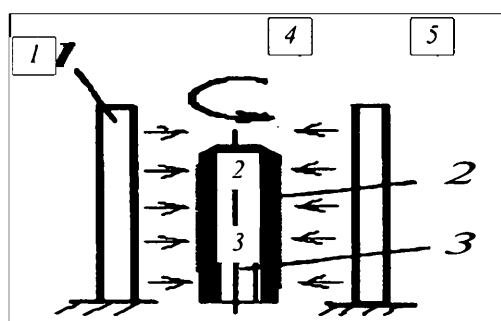


Рис. 3.22. Схема раздувного формования инъекционных заготовок

Равномерность разогрева заготовок обеспечивается вследствие их вращения вокруг оси симметрии в процессе поступательного перемещения вдоль нагревательных элементов 1. Нагретые заготовки перемещаются в механизм раздувания, оснащенный раздувными охлаждаемыми полуформами 4. Формование заготовки в изделие 5 происходит при подаче сжатого газа в полость последней через раздувной ниппель 3. После формообразования изделия и его охлаждения раздувные полуформы размыкаются, а готовое изделие 5 сбрасывается с раздувного ниппеля.

Как правило, раздувной механизм оснащен многогнездными раздувными формами [69], что обеспечивает высокую производительность оборудования. Для повышения степени двухосной ориентации макромолекулярной структуры материала заготовки при ее раздувании в изделие этот механизм часто оснащают специальным устройством, обеспечивающим дополнительную принудительную вытяжку раздуваемой заготовки в осевом направлении. Реализация двухосной ориентации материала заготовки для некоторых полимеров позволяет повы-

снять его прочностные характеристики и снизить газопроницаемость формующих изделий.

При реализации совмещенной технологии используются инжекционно–раздувные агрегаты, создаваемые на базе литьевых машин с предварительной червячной пластикацией. С этой целью литьевые машины дополнительно оснащают устройством, обеспечивающим раздувное формование изделий из получаемых заготовок, которые перемещаются на позицию раздувания с помощью специальных автоматических устройств непосредственно после их инжекционного формования [5, 69]. Отличие этого способа производства полых полимерных изделий от раздельной технологии их формования состоит в том, что получаемая с помощью литьевой машины заготовка отливается на специальном полом сердечнике [5], оснащенном клапанным устройством, через которое затем производят подачу сжатого газа в полость отлитой заготовки, обеспечивая ее раздувание.

К преимуществам метода инжекционно–раздувного формования полых изделий следует отнести высокую степень механизации и автоматизации, а также высокую производительность оборудования. Линии для раздувного формования полых изделий из инжекционных заготовок, выпускаемые фирмами Сидель (Франция), Крупп–Каутекс (Германия), позволяют производить от нескольких сотен до нескольких десятков тысяч изделий в 1 ч, что обеспечивается за счет параллельного использования нескольких механизмов раздувания, оснащенных многогнездными раздувными формами.

Штучная производительность оборудования, обеспечивающего реализацию инжекционно–раздувного метода производства полых полимерных изделий, зависит от времени цикла их формования. При использовании раздельной технологии время цикла литьевого формования преформы

$$t_{\text{ц}} \approx (1,1 \dots 1,3)t_0, \quad (3.11)$$

где t_0 – время охлаждения получаемой преформы, описываемое зависимостью (3.10).

При использовании совмещенной технологии производства определяющим моментом является условие равенства времени циклов инжекционного формования заготовок и раздувного формования из них изделий. Последнее условие накладывает вполне определенные требования к выбору типоразмера литьевого оборудования, на базе которого проектируются инжекционно–раздувные агрегаты.

Линии для производства рукавных пленок. Большое количество термопластичных полимеров перерабатывается в пленочные материалы. Существуют два разных метода их получения: рукавный раздувного формования и плоскошелевой. Наибольшее распространение в практике переработки полимеров получил рукавный метод. Он может быть реализован по следующим технологическим схемам: вертикально снизу – вверх или сверху – вниз и горизонтально. Для реализации рукавного метода производства полимерных пленок используют пленочные линии. Основными техническими характеристиками таких линий являются максимальный размер получаемого пленочного рукава в его двойном сложении и диапазон толщин пленок, которые могут быть на них получены.

Линия для производства рукавных пленок по схеме снизу – вверх управляется с помощью пульта управления 13 (рис. 3.23). Исходное полимерное сырье в виде гранул загружается в бункер экструдера 11, откуда захватывается его вращающимся червяком и по мере продвижения в обогреваемом цилиндре пресса плавится, пластицируется и продавливается (экструдировается) через формирующий инструмент – обогреваемую кольцевую экструзионную головку 9, выходя из нее в виде трубчатой заготовки. Последняя под действием сжатого воздуха небольшого давления, подаваемого через специальное отверстие в экструзионной головке, раздувается в рукав, охлаждается подаваемым через обдувочное кольцо 8 воздухом, нагнетаемым в него воздуходувкой 12. Полученный охлажденный пленочный рукав отбирается тянущим устройством 4, при этом устройство 5, установленное на эстакаде 6, складывает его в полотно двойного сложения. Сложенное полотно через систему направляющих роликов 2 поступает на устройство 1, в котором наматывается на бобину. При необходимости двойное полотно с помощью устройства 3 может разрезаться на одно или два одинарных. Для очистки получаемого расплава полимера от возможных инородных включений используется специальный сменный фильтр 10, а для придания устойчивости получаемому рукаву – ограничительная «корзина» 7. Недостатком реализации такой технологической схемы получения рукавных пленок является то, что охлаждение получаемого рукава осуществляется за счет его обдувания потоком воздуха, обладающего относительно низкой теплоемкостью. В результате этого зона охлаждения получаемого пленочного рукава достигает значительных размеров (до нескольких метров), что увеличивает габаритные размеры пленочных линий и затрудняет их обслуживание. Этот недостаток частично компенсируется при получении рукавных пленок по схеме сверху – вниз, при этом раздуваемая пленка дополнительно охлаждается водой.

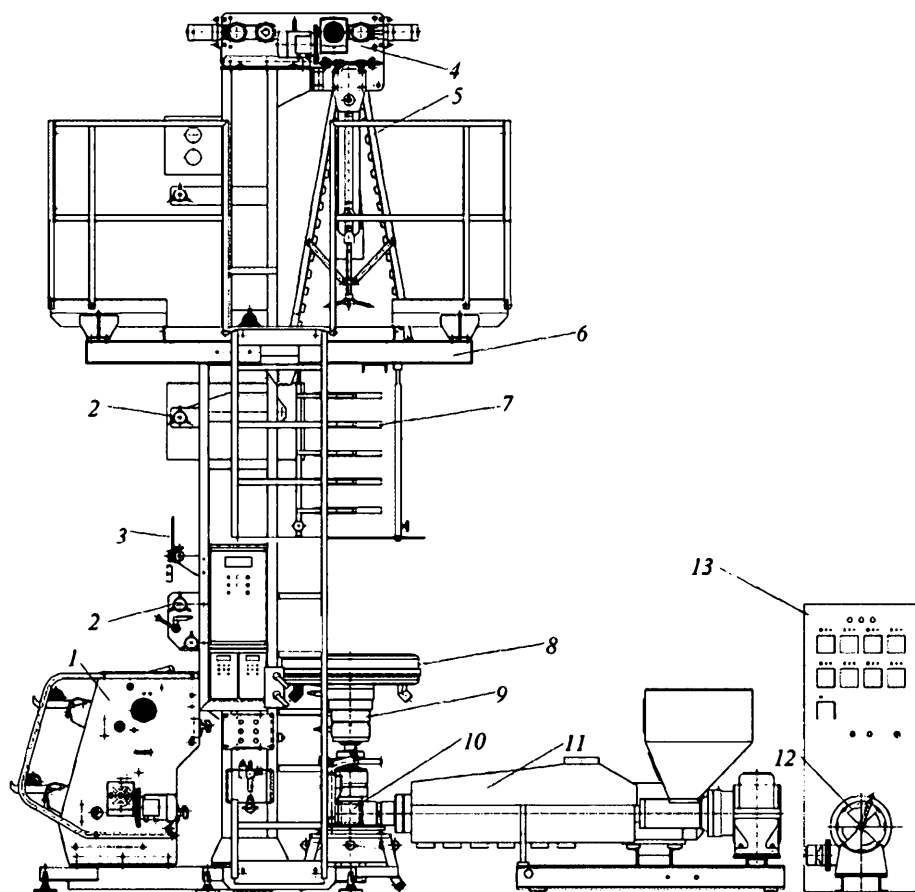


Рис. 3.23. Линия для производства рукавных полимерных пленок по схеме снизу – вверх

Линия для получения пленок по схеме сверху – вниз управляется с пульта 7 (рис. 3.24). Трубчатая полимерная заготовка выдавливается экструдером 5 через кольцевую экструзионную головку 4 вертикально вниз и раздувается в пленочный рукав, который предварительно охлаждается потоком воздуха через обдувочное кольцо 3 и окончательно охлаждается в водяном охлаждающем калибре 9. Полученный охлажденный рукав отбирается тянущим устройством 10, при этом происходит его двойное сложение складывающим устройством 8. Затем рукав попадает в устройство 11, в котором происходит его сушка, а затем через систему направляющих роликов – в устройство 2, в кото-

ром разрезается на два полотна, наматываемых на бобины устройствами 1.

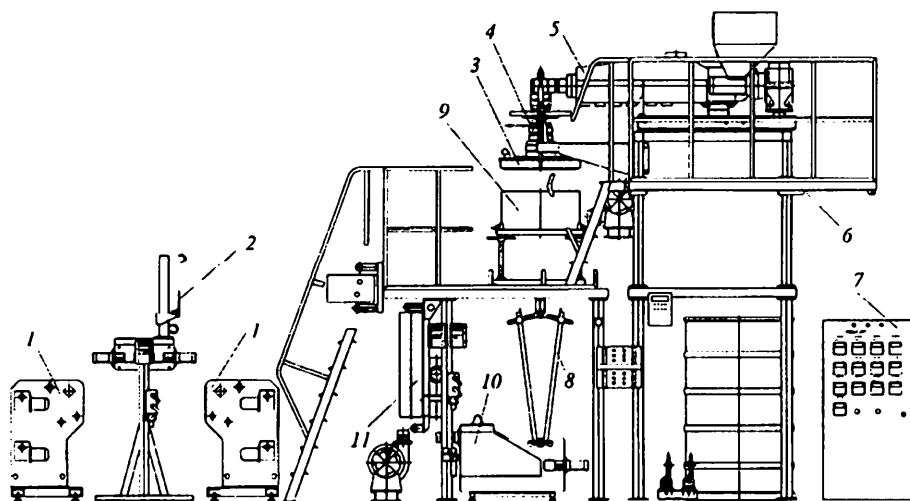


Рис. 3.24. Линия для производства рукавных полимерных пленок по схеме сверху – вниз

Использование калибра с водяным охлаждением существенно сокращает зону охлаждения получаемого рукава, а следовательно, уменьшает габаритные размеры оборудования. Кроме того, водяное охлаждение повышает скорость охлаждения полимера, которая для некоторых видов из них оказывает весьма важное влияние на процесс образования кристаллической структуры. Так, переработка полипропилена в пленку с использованием водяного охлаждения приводит к образованию в нем тонкодисперсной кристаллической структуры, *результате* чего получаемая пленка становится оптически прозрачной.

Как правило, получаемые рукавными методами пленки отличаются разнотолщинностью, что существенным образом затрудняет их равномерную намотку на бобину. Для устранения этой проблемы используются различные технические решения [5]. Так, НПО полимерного машиностроения «Арсенал индустрии» (Россия) в конструкциях выпускаемых пленочных линий использует принцип осциллирующего вращения экструзионных головок вокруг собственной оси. Это приводит к равномерному распределению неоднородностей толщины пленки по ширине получаемого рукава в процессе экструзии, а следовательно, обеспечивает более равномерную его намотку.

Тянущее устройство предназначено для отбора получаемого пленочного рукава, регулирования толщины получаемой пленки, а также, при необходимости, для обеспечения ее перфорации.

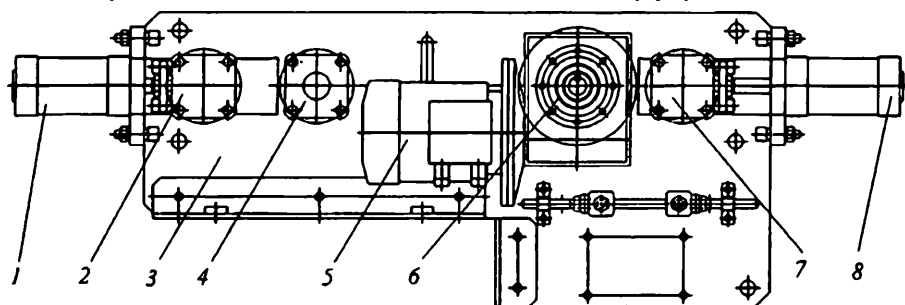


Рис. 3.25. Тянущее устройство

Тянущее устройство смонтировано на сборной станине 3 (рис. 3.25). Получаемый охлажденный и сложенный пленочный рукав протягивается в зазоре между валком 6, приводимым в движение мотор-редуктором 5, и прижимным валком 7, при этом сила прижима регулируется давлением сжатого воздуха, подаваемого в пневмоцилиндр 8. Затем пленочный рукав по системе направляющих обводных роликов поступает на намоточное устройство. При необходимости получения перфорированной пленки рукав сначала протягивается в зазоре между валами 2 и 4, один из которых металлический с соответствующей профильной поверхностью, а второй – гуммированный. Привод вала 4 осуществляется за счет цепной передачи, соединяющей его с валком 6. Сила прижима между валами 4 и 6 регулируется давлением сжатого воздуха, подаваемого в цилиндр 1. Приводы тянущих устройств в современных пленочных линиях обеспечивают линейную скорость отбора пленки, достигающую 2 м/с.

Намоточное устройство предназначено для равномерной намотки получаемой пленки. По принципу действия намоточные устройства разделяются на устройства с центральным и периферийным приводом, а по числу одновременно наматываемых бобин – на одно-, двух- и многопостовые намотчики. Последние используются в том случае, когда получаемый пленочный рукав разрезается на отдельные полотна.

Двухпостовое намоточное устройство с периферийным приводом состоит из двух боковых стоек 1, соединенных между собой шпильками, на которых смонтированы мотор-редуктор 5, два приводных вала 4, два прижимных вала, направляющие зубчатые рейки 2 и ряд других элементов (рис. 3.26). Приводные валки 4 связаны между собой цепной передачей. В состав намоточного устройства входят также две штанги 3

с укрепленными на них бобинами, которые в рабочем положении устанавливаются на наклонные направляющие зубчатые рейки 2. На концах штанг установлены подшипники, на которых смонтированы шестерни.

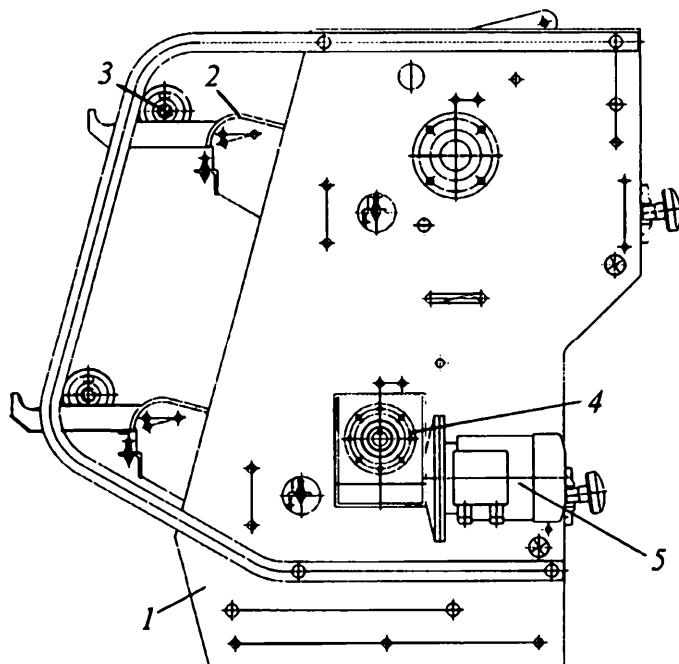


Рис. 3.26. Двухпостовое намоточное устройство

Каждое из двух полотен разрезанного пленочного рукава протягивается в зазоре между валками 4, приводимыми в движение мотор-редуктором 5, и прижимными валками (на рис. 3.26 не показаны), при этом концы полотен наворачиваются на бобины. Расположенные на наклонных направляющих зубчатых рейках 2 штанги 3 под действием собственного веса прижимают бобины к поверхности прижимных валков, при этом за счет трения между соприкасающимися поверхностями оси штанг с бобинами вращаются в подшипниках, что и обеспечивает намотку пленочного полотна. По мере увеличения диаметра наматываемого рулона штанги перемещаются по направляющим зубчатым рейкам, находящимся в зацеплении с шестернями штанг, что автоматически обеспечивает необходимую угловую скорость намотки рулона.

Принципиальное отличие намоточных устройств с центральным приводом от намотчиков с периферийным приводом состоит в том, что вращение штанг с установленными на них бобинами непосредственно обеспечивается приводом. Это позволяет повышать плотность намотки, что является важным при производстве пленок из жестких поли-

мерных материалов. В конструкции намоточных устройств такого типа предусматривается автоматическое регулирование угловой скорости намотки по мере увеличения диаметра наматываемого рулона.

3.4. МИНИМИЗАЦИЯ МАССЫ ШНЕКОВ ЭКСТРУЗИОННЫХ МАШИН

3.4.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ ШНЕКА ЭКСТРУЗИОННЫХ МАШИН

Основная цель данного раздела состоит в том, чтобы на основании расчетных формул (3.12) и (3.13) найти такие оптимальные геометрические параметры детали (параметры управления $\bar{x} = (x_1, \dots, x_i)$), которые наряду с прочностными характеристиками и эффективным отводом тепла обеспечивали бы минимальную массу конструкции:

$$M(\bar{x}) = \rho V(\bar{x}) ; \quad (3.12)$$

$$\sigma_{\mathcal{A}j} = F_j(\bar{x}) , \quad (3.13)$$

где $M(\bar{x})$ – масса участка детали единичной длины; $V(\bar{x})$ – зависимость объема конструкции детали от параметров управления; $\sigma_{\mathcal{A}j}$ – эквивалентные напряжения в опасных сечениях детали; $F_j(\bar{x})$ – зависимость эквивалентных напряжений в опасных сечениях детали от параметров управления; $j = (1, \dots, k)$; k – число опасных сечений конструкции детали.

В связи с этим ставится задача: найти вектор $\bar{x} = (x_1, \dots, x_i)$, который минимизирует целевую функцию, характеризующую расход материала (массы)

$$M(\bar{x}) \Rightarrow \min . \quad (3.14)$$

При этом должны выполняться ограничения по прочности

$$\max \sigma_{\mathcal{A}j} \leq [\sigma] \quad (3.15)$$

и геометрические ограничения по параметрам управления

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad (3.16)$$

где $i = (1, \dots, k_u)$, k_u – число параметров управления.

Здесь $\max \sigma_{\mathcal{A}j}$ – максимальные эквивалентные напряжения в опасных сечениях детали, определяемые по формуле (3.2); $[\sigma]$ – допускае-

мые напряжения для материала детали; x_i – геометрические размеры детали, которые принимаются равными: a_i , b_i – наименьший и наибольший значения управляемых параметров; ρ – плотность материала детали.

Прочностные расчеты деталей шнековых машин выполняются после предварительного выбора геометрических размеров шнека и расчета технологических параметров. Прочностные расчеты выполняются с учетом вида силовой нагрузки и режима работы. Целью прочностного расчета является определение размеров основных деталей машины (толщины стенки цилиндра, размеров соединительных элементов, максимального прогиба шнека), выбор и расчет упорно-опорных элементов и др.

Прочностной расчет производится на максимально возможные усилия, возникающие в шнековых машинах [35].

1. Максимальное давление развиваемое шнеком (P_{\max}). Максимальное давление развивается шнеком, когда отверстие в головке закрыто и нет выхода материала из машины (производительность равна нулю)

$$\alpha_i F_\alpha n - \beta_i F_\beta \frac{P_{\max}}{\mu_{\text{ср}}} = 0, \quad (3.17)$$

откуда

$$P_{\max} = \frac{\alpha_i F_\alpha n \mu_{\text{ср}}}{\beta_i F_\beta}, \quad (3.18)$$

где $\mu_{\text{ср}}$ – средняя по длине шнека вязкость перерабатываемого материала; α_i и β_i – постоянные прямого и обратного потоков для шнеков с постоянной или переменной глубиной нарезки в зоне дозирования или переменным шагом; n – частота вращения шнека; F_α и F_β – коэффициенты формы прямого и обратного потоков (при переработке термопластичных материалов принимают $F_\alpha = F_\beta = 1$).

Значение средней вязкости материала $\mu_{\text{ср}}$ определяют из следующего соотношения:

$$Q = \alpha_i F_\alpha n - \beta_i F_\beta \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{\mu_{\text{ср}}}, \quad (3.19)$$

где Q – производительность машины; $\Delta P_{\text{общ}}$ – перепад давления в головке.

Откуда

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{\beta_i F_{\beta} \Delta P_{\text{общ}}}{\alpha_i F_{\alpha} n - Q}. \quad (3.20)$$

2. Максимальное осевое усилие, действующее на шнек,

$$S_{\text{ос}} = P_{\text{max}} F, \quad (3.21)$$

где F – площадь поперечного сечения шнека

$$F = \frac{\pi D_{\text{н}}^2}{4}, \quad (3.22)$$

где $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр шнека, м.

3. Крутящий момент, действующий на шнек, Н · м,

$$M_{\text{кр}} = 573 \frac{N}{n}, \quad (3.23)$$

где $N = N_1 + N_2$ – мощность, затрачиваемая на продвижение материала по каналу шнека, Вт; n – частота вращения шнека, с⁻¹.

3.4.2. Расчеты шнеков на прочность, жесткость и устойчивость

Процессы переработки пластических масс и резиновых смесей в шнековых машинах ведутся при значительных давлениях, достигающих 50 МПа, что определяет повышенные требования к расчетам на прочность деталей и узлов машин (рис. 3.27 и 3.28).

Основное требование, предъявляемое к шнекам, – обеспечение наибольшей производительности при необходимом качестве пластикации и наименьшей потребляемой мощности, которые зависят не только от реологических свойств смеси, но и конструктивных параметров шнека.

В настоящее время имеющиеся в литературе рекомендации для проектирования шнеков недостаточны, так как не учитывают их прочностных характеристик. Например, выбранная по рекомендациям длина l , отношение D/D_1 могут удовлетворять требованиям по производительности и качеству пластикации, однако за счет продольно-поперечного изгиба шнека будут наблюдаться преждевременный износ его и материального цилиндра и дополнительные затраты мощности.

Применяется методика расчета шнеков на прочность, жесткость и устойчивость с постоянным шагом винтовой линии, переменным поперечным сечением в широком интервале изменения рабочей длины шнека $l = (10...35) D$ при действии гармонических поперечных нагрузок.

Расчет консольного шнекового вала на прочность и жесткость. Задачей прочностного расчета является проверка запроектированных на основании предыдущих расчетов размеров шнека и определение максимально допустимого прогиба с целью недопущения контакта витков шнека с внутренней поверхностью цилиндра. Расчетная схема шнека представлена на рис. 3.27.

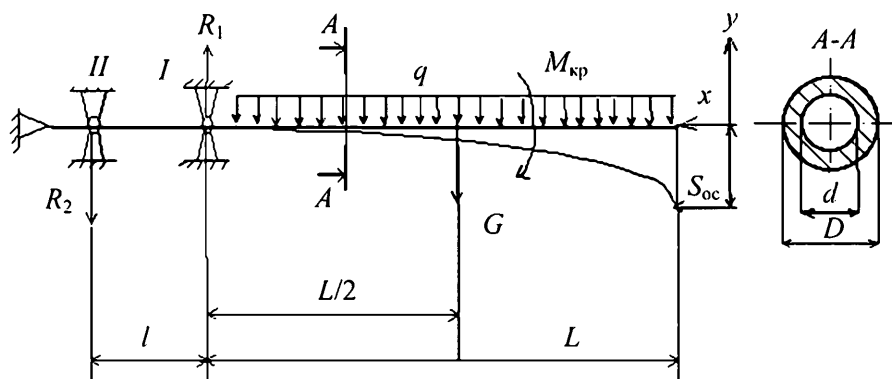


Рис. 3.27. Расчетная схема нагружения шнека и его опор:

$S_{ос}$ – осевое усилие от давления перед формирующим инструментом;
 G – вес материала шнека; R_1, R_2 – реакции в опорах I и II соответственно

Прочностной расчет шнека производится, исходя из максимально возможных значений крутящего момента $M_{кр}$, осевого усилия $S_{ос}$, величина которых рассчитывается по формулам (3.21) и (3.23).

Расчет шнеков возможен в двух вариантах в зависимости от его жесткости (гибкости):

- рассматривается действие максимального осевого усилия $S_{ос}$ и крутящего момента $M_{кр}$ с учетом собственного веса шнека;
- расчет на продольно–поперечный изгиб с учетом максимального осевого усилия $S_{ос}$ и собственного веса шнека.

Для определения варианта расчета проверяем шнек на гибкость по формуле

$$\lambda_{в} = \frac{\mu L}{i}, \quad (3.24)$$

где λ_n – гибкость вала шнека; μ – коэффициент, зависящий от способа закрепления концов вала, в данном частном случае $\mu = 2$; L – длина шнека, м; i – радиус инерции сечения, определяемый из

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}}, \text{ м}, \quad (3.25)$$

где $J = \frac{\pi D^4}{64}(1 - \alpha^4)$ – момент инерции поперечного сечения $A-A$, м^4

(см. рис. 3.27); $F = \frac{\pi D^2}{4}(1 - \alpha^2)$ – площадь поперечного сечения шнека в сечении $A-A$, м^2 ; $\alpha = \frac{d}{D}$, где d – диаметр осевого отверстия шнека, м.

После подстановки значений J и F получим

$$i = \frac{D}{4} \sqrt{1 + \alpha^2}, \text{ м}, \quad (3.26)$$

и по формуле (3.24) находим значение λ . Если $\lambda < 50$, то расчет шнека проводим по первому варианту, если $\lambda \geq 50$, то по второму.

Первый вариант расчета. Максимальные касательные напряжения на поверхности шнека [35]

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}, \quad (3.27)$$

где W_p – полярный момент сопротивления, м^3 :

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16}(1 - \alpha^4).$$

Окончательно имеем

$$\tau_{\max} = \frac{16M_{\text{кр}}}{\pi D^3(1 - \alpha^4)}, \text{ Н/м}^2. \quad (3.28)$$

Нормальные напряжения вызываются осевой силой $S_{\text{ос}}$ и распределенной нагрузкой q . Максимальные напряжения будут возникать в месте закрепления шнека (у первого подшипника)

$$\sigma_{\max} = \frac{S_{\text{ос}}}{F} + \frac{M_{\text{и max}}}{W_{\text{н.о}}}, \quad (3.29)$$

где $M_{\text{и max}}$ – максимальный изгибающий момент от распределенной нагрузки шнека, Н·м; $W_{\text{н.о}}$ – осевой момент сопротивления относительно нейтральной оси, м³:

$$M_{\text{и max}} = \frac{\gamma FL^2}{2},$$

где $\gamma = \rho g$, Н/м³; ρ – плотность материала шнека, кг/м³; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²; F – площадь поперечного сечения шнека, м².

С учетом значения площади поперечного сечения шнека

$$F = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \alpha^2)$$

изгибающий момент будет равен

$$M_{\text{и max}} = \frac{\gamma L^2}{2} \frac{\pi D^2}{4} (1 - \alpha^2). \quad (3.30)$$

Осевой момент сопротивления относительно нейтральной оси

$$W_{\text{н.о}} = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \alpha^4).$$

После подстановки соответствующих значений и преобразований уравнение (3.28) принимает вид

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4S_{\text{ос}}(1 + \alpha^4) + \pi \gamma L^2 D (1 - \alpha^4)}{\pi D^2 (1 - \alpha^4)}. \quad (3.31)$$

Условие прочности шнека по третьей теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 4\tau_{\text{max}}^2} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ – допускаемое для материала и заданных условий его работы напряжение, Н/м².

Максимальный прогиб шнека от распределенной нагрузки q

$$f_{\text{max}} = \frac{qL^4}{8EJ},$$

где E – модуль упругости материала шнека, Н/м²; J – момент инерции поперечного сечения шнека, м⁴.

Второй вариант расчета. При продольно–поперечном изгибе уравнение изогнутой оси шнека [35]

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = M_{\text{и}}. \quad (3.32)$$

Уравнение изгибающего момента

$$M_{\text{и}} = \frac{q}{k^2} (1 - \cos kx) + M_{\text{и}} \cos kx + \frac{Q_{\text{и}}}{k} \sin kx, \quad (3.33)$$

где параметр $k = \sqrt{\frac{P}{EJ}}$; $M_{\text{и}}$ – начальное значение изгибающего момента при $x = 0$; $Q_{\text{и}}$ – начальное значение поперечной силы при $x = 0$, равное

$$Q_{\text{и}} = \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{\cos kL}. \quad (3.34)$$

Для изгибающего момента, подставив из этого уравнения значение $Q_{\text{и}}$ в уравнение (3.33), получим

$$M_{\text{и}} = \frac{q}{k^2} (1 - \cos kx) + \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{k \cos kL} \sin kx = 0. \quad (3.35)$$

Для определения $M_{\text{и max}}$ исследуем уравнение (3.34) на максимум

$$\frac{dM_{\text{и}}}{dx} = \frac{q}{k} \sin kx + \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right) k}{k \cos kL} \cos kx = 0. \quad (3.36)$$

После соответствующих преобразований получим

$$\operatorname{tg} kx = \operatorname{tg} kL - \frac{kL}{\cos kL}. \quad (3.37)$$

Из уравнения (3.36) находим значение x , при котором изгибающий момент $M_{\text{и}}$ будет максимальным, и по формуле (3.35) найдем величину максимального изгибающего момента $M_{\text{и max}}$.

Максимальные касательные напряжения на поверхности шнека

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{р}}}. \quad (3.38)$$

С учетом полярного момента сопротивления сечения шнека максимальное касательное напряжение будет

$$\tau_{\max} = \frac{16M_{\text{кр}}}{\pi D^3 (1 - \alpha^4)}. \quad (3.39)$$

Максимальное нормальное напряжение от максимального осевого усилия $S_{\text{ос}}$ и распределенной нагрузки q будет равно

$$J_2 = \frac{\pi(D_2^4 - d^4)}{64}, \quad (3.40)$$

где $F = \frac{\pi D^2}{4}(1 - \alpha^2)$ и $W_{\text{н.о}} = \frac{\pi D^3}{32}(1 - \alpha^4)$ – соответственно, площадь поперечного сечения шнека (м^2) и осевой момент сопротивления (м^3) относительно нейтральной оси.

Условие прочности шнека по третьей теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \leq [\sigma].$$

Максимальный прогиб шнека $f_{\max} = y_{\max}$ для второго варианта расчета определяется следующим образом.

Подставим значение изгибающего момента из уравнения (3.35) в дифференциальное уравнение изогнутой оси шнека (3.32) и получим

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q}{k^2} (1 - \cos kx) + A \sin kx, \quad (3.41)$$

$$\text{где } A = \frac{q \left(L - \frac{1}{k} \sin kL \right)}{k \cos kL}.$$

После двойного интегрирования уравнения (3.41) и нахождения значений постоянных интегрирования C_1 и C_2 уравнение изогнутой оси шнека примет вид

$$\begin{aligned} EJy = & \frac{qx^2}{2k^2} + \frac{q}{k^4} \cos kx - \frac{A}{k^2} \sin kx + \left(\frac{q}{k^3} \sin kL + \frac{A}{k} \cos kL - \frac{pL}{k^2} \right) x + \\ & + \frac{qL^2}{2k^2} - \frac{q}{k^4} \cos kL + \frac{A}{k^2} \sin kL - \frac{qL}{k^3} \sin kL - \frac{AL}{k} \cos kL. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Максимальный прогиб шнека $f_{\max} = y_{\max}$ будет при $x = 0$ и определится по формуле

$$f_{\max} = \frac{1}{EJ} \left[\frac{q}{k^2} \left(\frac{1}{k^2} + \frac{L^2}{2} \right) - \frac{1}{k} \left(\frac{q}{k^3} + AL \right) \cos kL - \frac{1}{k^2} \left(\frac{qL}{k} - A \right) \sin kL \right]. \quad (3.43)$$

Определив максимальный прогиб по формуле (3.43), необходимо сопоставить его значение с расчетным и практически установленной

величиной зазора между шнеком и внутренней поверхностью цилиндра. Полученный прогиб должен быть меньше этого зазора.

Предлагается для расчета на прочность и жесткость шнекового консольного вала, ее порядок работы поясняет табл. 3.3, схема алгоритма (рис. 3.28) и текстом программы 9 (прил.).



Рис. 3.28 Блок-схема алгоритма расчета консольного шнека на прочность и жесткость

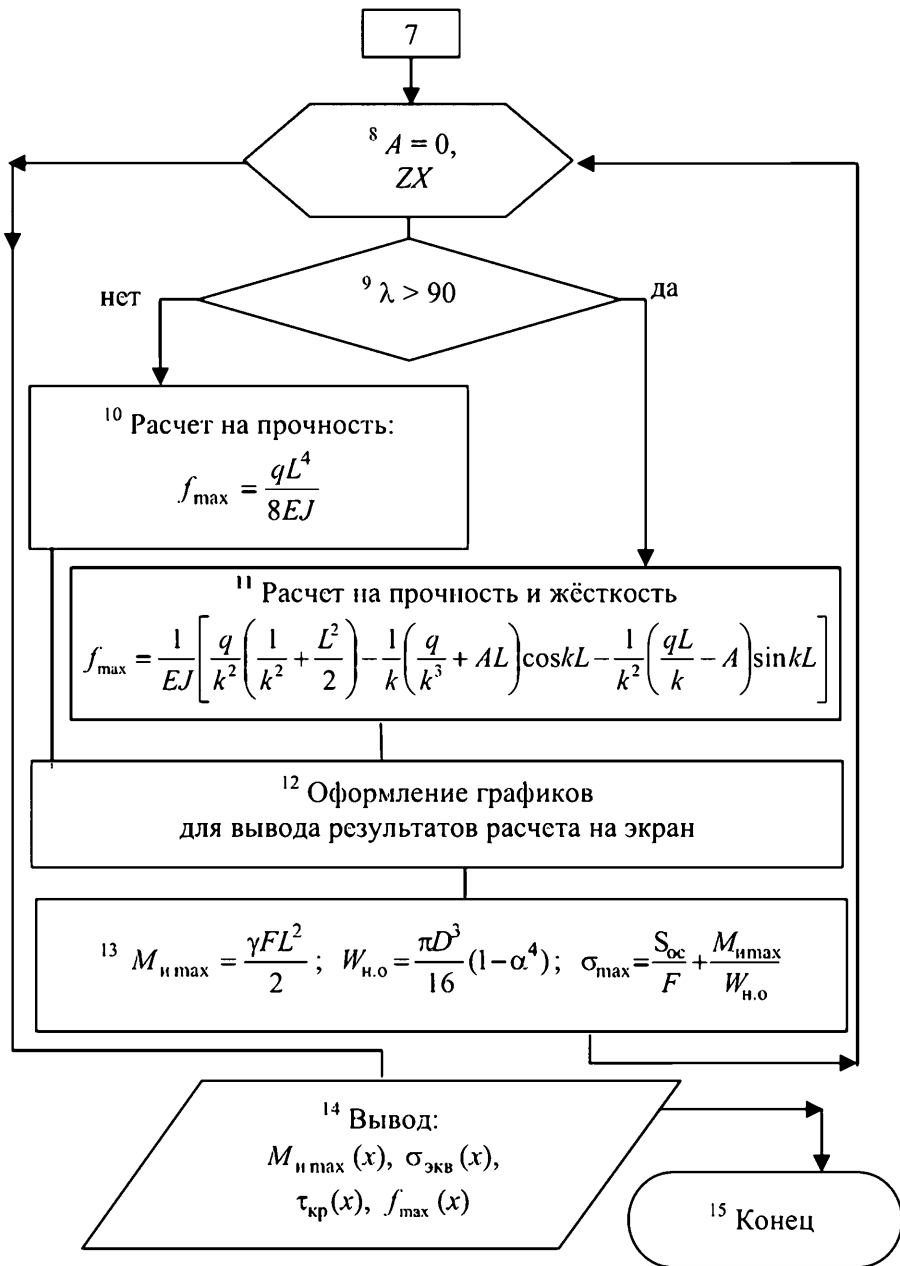


Рис. 3.28. Окончание

3.3. Идентификаторы к программе 9

Наименование величин	Обозначение	Обозначения в программе
1. Наружный диаметр шнека, м	D	d
2. Диаметр осевого отверстия шнека, м	d	d1
3. Длина нарезной части шнека, м	L	L
4. Текущая координата по длине шнека, м	x	X
5. Шаг витка, м	t	T
6. Угол подъема витка	φ_i	FI
7. Максимальное давление на конце вала, МПа	P_{\max}	P
8. Касательное напряжение, МПа	$\tau(x)$	TAU
9. Модуль упругости 1 рода, МПа	E	E
10. Допускаемое напряжение, МПа	$[\sigma]$	SIG
11. Касательное напряжение, МПа	$\tau(x)$	TAU
12. Плотность материала шнека, кг/м ³	ρ	RO
13. Поперечная сила, Н	Q_p	QP
14. Изгибающий момент, Н · м	$M_{и}$	MIZ
15. Крутящий момент, Н · м	$M_{кр}$	MKR
16. Эквивалентное напряжение, МПа	$\sigma_{\text{экв}}$	SIGEKV
17. Мощность привода шнекового вала, Вт	N	N
18. Ускорение свободного падения, м/с ²	g	g1

Расчет консольного шнекового вала на прочность и жесткость с учетом гидромеханического нагружения. Наиболее широкое распространение в шнековых машинах получили шнеки с трапецидальным и прямоугольным сечением витка. Общий вид шнека показан на рис. 3.29.

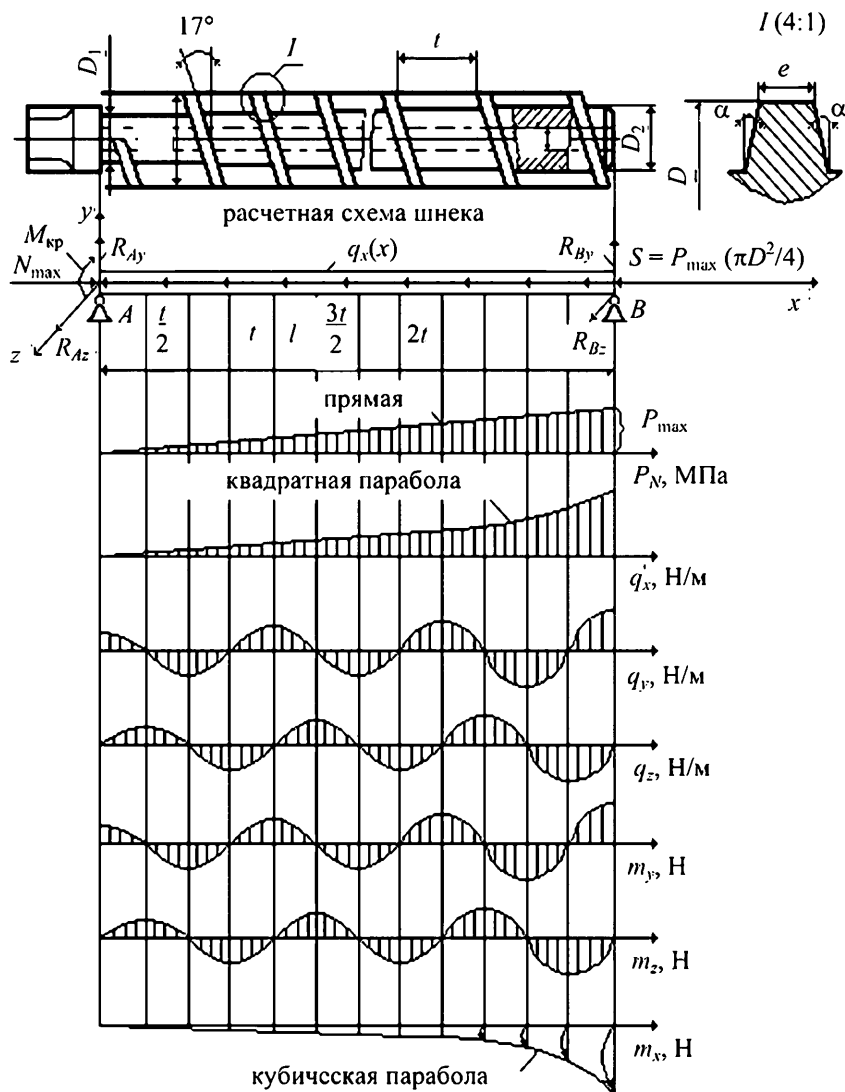


Рис. 3.29. Схема действия внешних нагрузок на шнек

Основные геометрические характеристики сердечника и профиля витка шнека: l – рабочая длина; n – число витков; t – шаг нарезки; φ – угол подъема винтовой нарезки; D – наружный диаметр шнека;

D_1 и D_2 – диаметры сердечника в начале и в конце зоны дозирования, соответственно; e – ширина гребня витка; α – угол наклона профиля витка в плоскости, проходящей через ось шнека (для прямоугольного профиля $\alpha = 0$); d – диаметр внутреннего канала сердечника шнека.

Нагрузки, действующие на шнек. В процессе интрузии на витки шнека со стороны перерабатываемого материала действует нормальное давление, которое по длине изменяется по линейному закону (рис. 3.27)

$$P = P_{\max} \frac{x}{l}, \quad (3.44)$$

где x – текущая координата; P_{\max} – максимальное давление в перерабатываемом материале, МПа.

В дальнейшем в расчетах будем исходить из предположения, что давление P_{\max} действует только со стороны напорной части гребня витка. В действительности с противоположной стороны витка шнека действует противодействие, но, как показали экспериментальные исследования, они намного меньше основного напорного давления. Такое допущение хотя и приводит к некоторому завышению внешних нагрузок, но значительно упрощает расчеты на прочность и обеспечивает больший запас прочности. На рисунке 3.30 дана схема действующих на витки шнека нагрузок.

Выражение для распределенной нагрузки $q(x)$, действующей на витки шнека, имеет вид

$$q(x) = \delta P_{\max} \left(\frac{D - D_1}{2} - \frac{D_2 - D_1}{2} \frac{x}{l} \right) \frac{x}{l}, \quad (3.45)$$

где $\delta = \sqrt{\left(\frac{D_2 - D_1}{4l} \right)^2 + \left(\frac{D_{\text{cp}}(x)}{t} \pi \right)^2} + 1$ – элемент длины дуги среднего диаметра витка; $D_{\text{cp}}(x) = \frac{D + D_1}{2} + \frac{D_2 - D_1}{2} \frac{x}{l}$ – текущий диаметр витка шнека; $D(x) = D_1 + (D_2 - D_1) \frac{x}{l}$ – текущий диаметр сечения сердечника шнека (рис. 3.4); $\psi = \frac{2\pi}{t} x$ – текущая угловая координата точки A в месте приложения распределенной нагрузки $q(x)$.

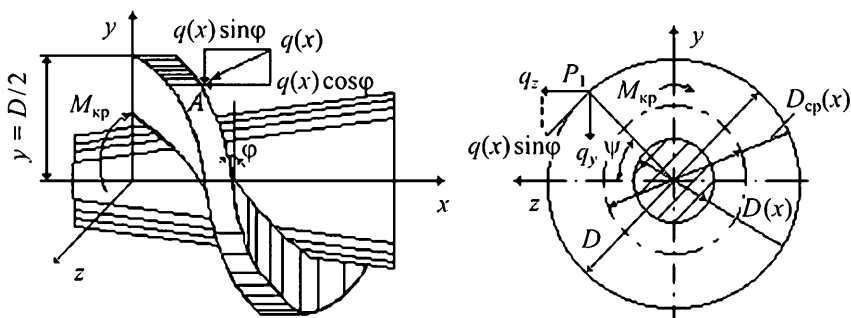


Рис. 3.30. Схема действия нагрузок на виток шнека

Распределенная нагрузка $q(x)$ приводит к составляющим нагрузкам q_x , q_y , q_z и распределенным моментам m_x , m_y , m_z относительно осей x , y , z :

$$\left. \begin{aligned} q_x &= -q(x) \cos \varphi; \\ q_y &= -q(x) \sin \varphi \cos ax; \\ q_z &= q(x) \sin \varphi \sin ax; \\ m_x &= q(x) \sin \varphi \frac{D_{cp}(x)}{2}; \\ m_y &= q(x) \cos \varphi \cos ax \frac{D_{cp}(x)}{2}; \\ m_z &= q(x) \cos \varphi \sin ax \frac{D_{cp}(x)}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.46)$$

Графики распределенных внешних нагрузок по длине шнека приведены на рис. 3.29.

На торец шнека помимо распределенных нагрузок действует со стороны напорной части сосредоточенная продольная сила (максимальное осевое усилие)

$$S = P_{\max} \frac{\pi D^2}{4}.$$

В результате действия всех указанных выше нагрузок сердечник шнека испытывает продольно-поперечный изгиб и кручение.

Расчет внутренних усилий в поперечных сечениях шнека. При расчете шнека на прочность, жесткость и устойчивость введем следующие допущения:

- влиянием витков на общее напряженно-деформированное состояние шнека пренебрегаем, так как размеры поперечного сечения витка малы по сравнению с диаметром сердечника, а шаг нарезки достаточно большой по отношению к общей длине шнека;

- концевые сечения шнека имеют свободные опирания.

В рамках принятых допущений расчетная схема шнека принята, как переменный по длине стержень круглого сечения с шарнирным опиранием по концам (рис. 3.29).

Выражения для внутренних усилий N_x, M_x, M_y, M_z определяются из условия равновесия выделенного элемента длиной dx (рис. 3.31).

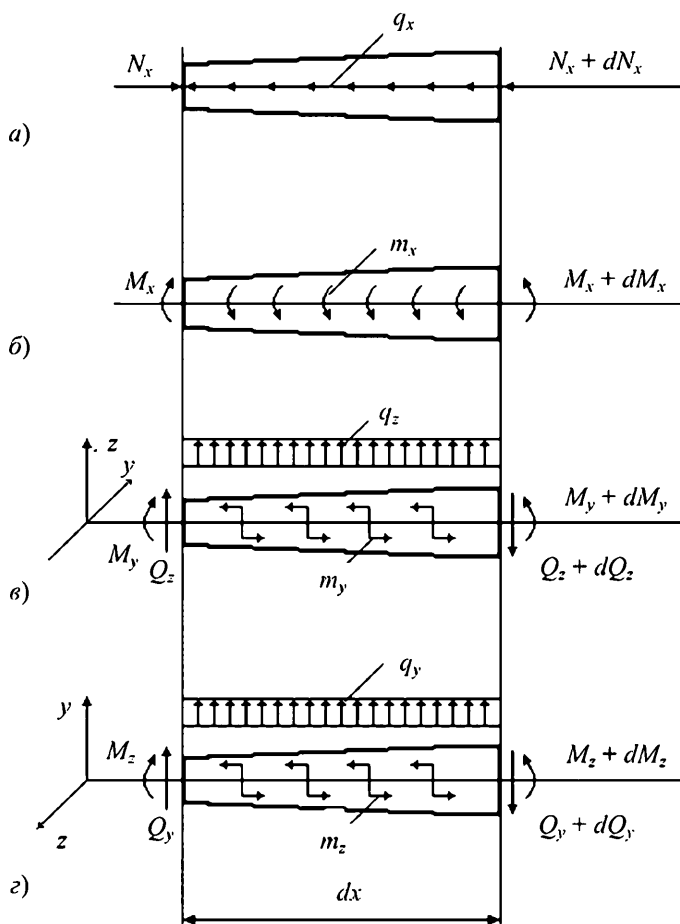


Рис. 3.31. Схема действия внутренних усилий для элемента dx

$$\left. \begin{aligned} \sum x &= 0; \quad dN_x + q_x dx = 0; \\ \sum y &= 0; \quad -dQ_y + q_z dx = 0; \\ \sum z &= 0; \quad q_z dx - dQ_z = 0; \\ \sum m_x &= 0; \quad M_x + m_x dx = 0; \\ \sum m_y &= 0; \quad -m_y dx + Q_z dx - dM_y = 0; \\ \sum m_z &= 0; \quad m_z dx + dM_z - Q_y dx = 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

Подставляя в эти уравнения выражения (3.25), (3.26) и удовлетворяя граничным условиям опирания шнека

$$\begin{aligned} x = l; \quad N_x = S = -P_{\max} \frac{\pi D^2}{4}; \quad M_x = M_y = M_z = 0; \\ x = 0; \quad M_y = M_z = 0, \end{aligned}$$

получим окончательные формулы для определения внутренних силовых факторов:

$$N_x(x) = \delta P_{\max} \cos \varphi l \left[\frac{D - D_1}{4} \left(\frac{x^2}{l^2} - 1 \right) - \frac{D_2 - D_1}{6} \left(\frac{x^3}{l^3} - 1 \right) \right] - P_{\max} \frac{\pi D^2}{4}; \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} M_x(x) = -\delta P_{\max} \frac{\sin \varphi}{8} l \left\{ \frac{D^2}{2} \left(\frac{x^2}{l^2} - 1 \right) - D_1^2 \left[\left(\frac{1}{2} - \frac{2x}{3l} + \frac{1}{4} \frac{x^2}{l^2} \right) \frac{x^2}{l^2} - \frac{1}{12} \right] - \right. \\ \left. - 2D_1 D_2 \left[\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{4} \frac{x}{l} \right) \frac{x^3}{l^3} - \frac{1}{12} \right] - D_2^2 \frac{1}{4} \left(\frac{x^4}{l^4} - 1 \right) \right\}; \quad (3.49) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_y(x) = \frac{\delta P_{\max} \sin \varphi}{2l} \left\{ (D - D_1) \left[-\frac{2 \cos ax}{a^3} - \frac{x \sin ax}{a^2} + \frac{2}{a^3} \right] - \right. \\ \left. - \frac{D_2 - D_1}{l} \left[\frac{6}{a^4} \sin ax - \frac{4x}{a^3} \cos ax - \frac{x^2}{a^2} \sin ax - \frac{4x}{a^3} \right] \right\} - \\ - \frac{\delta P_{\max} \cos \varphi}{8} \left\{ (D^2 - D_1^2) \frac{1}{l} \left[\frac{\cos ax}{a^2} + \frac{x \sin ax}{a} + \frac{1}{a^2} \right] + \right. \\ \left. + 2D_1(D_1 - D_2) \frac{1}{l^2} \left[\frac{2x \cos ax}{a^2} + \left(\frac{x^2}{a} - \frac{2}{x^3} \right) \sin ax - \frac{2x}{a^2} \right] - (D_2 - D_1)^2 \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{l^3} \left[\left(\frac{3x^2}{a^2} - \frac{6}{a^4} \right) \cos ax + \left(\frac{x^3}{a} - \frac{6x}{a^3} \right) \sin ax + \frac{6}{a^4} - \frac{3lx}{a^2} \right] \right\}; \quad (3.50) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_z(x) = & -\frac{\delta P_{\max} \sin \varphi}{2l} \left\{ (D - D_1) \left[-\frac{2 \sin ax}{a^3} - \frac{x \cos ax}{a^2} + \frac{x}{a^3} \right] - \right. \\
& - \frac{D_2 - D_1}{l} \left[\frac{6}{a^4} \cos ax + \frac{4x}{a^3} \sin ax - \frac{x^2}{a^2} \cos ax - \frac{6}{a^4} + \frac{lx}{a^2} \right] \Bigg\} - \\
& - \frac{\delta P_{\max} \cos \varphi}{8} \left\{ (D^2 - D_1^2) \frac{1}{l} \left[\frac{\sin ax}{a^2} - \frac{x \cos ax}{a} + \frac{x}{a} \right] + \right. \\
& + 2D_1(D_1 - D_2) \frac{1}{l^2} \left[\frac{2x \sin ax}{a^2} - \left(\frac{x^2}{a} - \frac{2}{a^3} \right) \cos ax - \frac{2}{a^3} + \frac{lx}{a} \right] - (D_2 - D_1)^2 \times \\
& \times \frac{1}{l^3} \left[\left(\frac{3x^2}{a^2} - \frac{6}{a^4} \right) \sin ax + \left(\frac{x^3}{a} - \frac{6x}{a^3} \right) \cos ax - \frac{6x}{a^3} + \frac{l^2 x}{a} \right] \Bigg\}. \quad (3.51)
\end{aligned}$$

Здесь $a = \frac{2\pi}{l}$.

Примечание: при выводе формул (3.48) – (3.51) принято $\delta \approx \text{const}$, так как в реальных шнеках $\frac{D + D_1}{2} \gg \frac{D_2 - D_1}{2}$.

Определение прогибов шнека. Дифференциальные уравнения упругой линии шнека от поперечных нагрузок в плоскостях XOY и ZOX имеют вид:

$$EJ(x) \frac{d^2 V_y}{dx^2} = M_z; \quad (3.52)$$

$$EJ(x) \frac{d^2 V_z}{dx^2} = M_y. \quad (3.53)$$

Здесь V_y и V_z – прогибы в текущем сечении x в направлении осей y и z , соответственно; $J(x) = J_0(1 + \beta x)^4$ – момент инерции текущего сечения; $J_0 = \frac{\pi(D_1^4 - d^4)}{64}$; $\beta = \frac{D_2 - D_1}{lD_1}$.

Решение уравнений (3.52) и (3.53) позволит обоснованно назначить величину необходимого зазора между шнеком и стенкой материального цилиндра, а также проводить расчеты на прочность при продольно–поперечном изгибе. Известно, что для шнеков с расстоянием между опорами $l > 10D$, что соответствует гибкости стержня $\lambda > 50$,

заметно увеличивается влияние напряжений от действия продольно-поперечного изгиба. Используя приемы решения дифференциальных уравнений (3.52), (3.53), изложенные в работе [9, 72], запишем окончательные выражения для прогибов:

$$\begin{aligned}
 V_y(x) = \frac{1}{EJ_0} & \left[3\delta \frac{P_{\max} \sin \varphi}{2} \frac{(D_2 - D_1)}{l^2 a^2} 2D_1(D_2 - D_1) \times \right. \\
 & \times \delta \frac{P_{\max} \cos \varphi}{8} \frac{1}{L^2 a} \left[\left(\frac{x^4}{12} - \frac{lx^3}{6} + \frac{l^3 x}{12} \right) - \right. \\
 & - 4\beta \left(\frac{x^5}{20} - \frac{lx^4}{12} + \frac{l^4 x}{30} \right) + 10\beta^2 \left(\frac{x^6}{30} - \frac{lx^5}{20} + \frac{l^5 x}{60} \right) \left. \right] - \\
 & - \left[\delta \frac{P_{\max} \cos \varphi}{8} \frac{(D_2 - D_1)^2}{L^3 a} \right] \left[\left(\frac{x^5}{20} - \frac{l^2 x^3}{6} + \frac{14l^4 x}{120} \right) - \right. \\
 & - 4\beta \left(\frac{x^6}{30} - \frac{l^2 x^4}{12} + \frac{18l^5 x}{360} \right) + 10\beta^2 \left(\frac{x^7}{42} - \frac{l^2 x^5}{20} + \frac{22l^6 x}{840} \right) \left. \right]. \quad (3.54)
 \end{aligned}$$

Программа расчета консольного шнека на прочность, жесткость и устойчивость с учетом гидродинамического нагружения показана в прил. (программа 10) и поясняется блок-схемой рис. 3.32 и табл. 3.4.

Решение задачи минимизации массы конструкции шнека с осевым отверстием и разрывными витками см. п. 3.4.

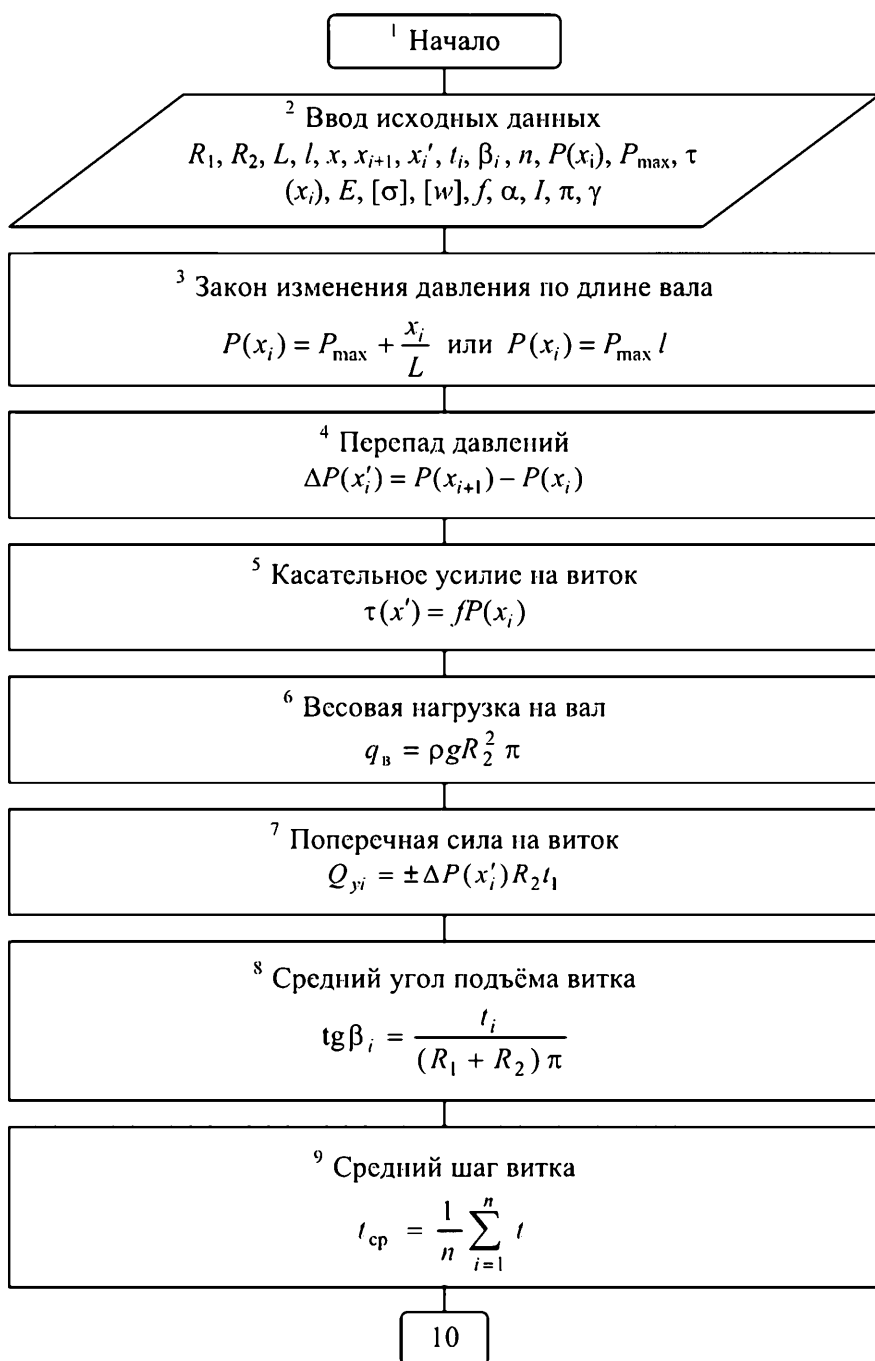


Рис. 3.32. Блок–схема алгоритма расчета консольного шнекового вала на прочность и жесткость с учетом гидромеханического нагружения

¹⁰ Крутящий момент

$$M = \left[\sum_{i=1}^n \Delta P(x'_i) \operatorname{tg} \beta_i + \left(\frac{2}{t_{\text{сп}}} + \frac{3R_2^2}{R_1^3 - R_2^3} \right) \int_0^L fP(x'_i) dx_i \right] \frac{2\pi(R_1^3 - R_2^3)}{3}$$

¹¹ Изгибающий момент на виток

$$M_{yi} = \pm \left[\Delta P(x_i) \left(\operatorname{tg} \beta_i \frac{R_1^2 - R_2^2}{2} + \frac{R_2}{2\pi} l_i \right) 2\tau(x_i) \frac{R_1^2 - R_2^2}{2} \right] l_i$$

¹² Выполнение условия жесткости

$$W = \frac{1}{6 \left[E \frac{\pi R_2^4}{4} - \frac{4}{\pi} P_{\max} R_1^2 L^2 \right]} q_b L^4 \left[\frac{3}{4} + \frac{1}{L} + \frac{1}{4} \left(\frac{l}{L} \right)^4 \right] +$$

$$+ \sqrt{\left[2Ll \sum_{i=1}^n Q_{y1} x'_i + 3L \sum_{i=1}^n Q_{y1} (x'_i)^2 - \sum_{i=1}^n Q_{y1} (x'_i)^3 \right]^2 +$$

$$+ \left[2lL \sum_{i=1}^n M_{y1} + 6L \sum_{i=1}^n M_{y1} x'_i - 3 \sum_{i=1}^n M_{y1} (x'_i)^2 \right]^2} \leq [W]$$

¹³ Выполнение условия прочности

$$\sigma_{\text{кв}} = \frac{4}{\pi R_2^3} \sqrt{\left[WP_{\max} R_1^2 \pi + P_{\max} \frac{\pi R_1^2 R_2}{4} \right]^2 +$$

$$+ \frac{q_b L^2}{2} \sqrt{(\sum M_i)^2 + (\sum Q_{yi} x_i)^2}} + M_{\text{кр}}^2 \leq [\sigma]$$

¹⁴ Вывод исходных данных и результатов расчёта

$R_1, R_2, L, l, P_{\max}, [\sigma], [w], E, \gamma, f, i, W, \sigma_{\text{экр}}$

¹⁵ Конец

Рис. 3.32. Окончание

3.4. Идентификаторы к программе 10

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Радиус вала с витками, м	R_1	R1
2. Радиус вала, м	R_2	R2
3. Длина вала между опорами, м	L	LM
4. Длина консольной части вала, м	L	LB
5. Расстояние среднего сечения между i -м и $i + 1$ витками от опоры, м	x_i	XI
6. Расстояние среднй части i -го витка от опоры, м	x_{ic}	XIP
7. Шаг i -го витка, м	t_i	TI
8. Средний угол наклона винтовой нарезки	β_i	TSB
9. Число витков	n	N
10. Распределение давления по длине вала, МПа	$P(x)$	PXI
11. Максимальное давление на конце вала, МПа	P_{\max}	PMAX
12. Касательное напряжение, МПа	$\tau(x)$	TAU
13. Модуль упругости 1 рода, МПа	E	E
14. Допускаемое напряжение, МПа	$[\sigma]$	SIGMAD
15. Допускаемый прогиб, м	$[W]$	WDOP
16. Плотность материала шнека, кг/м ³	ρ	RO
17. Коэффициент трения	f	F
18. Поперечная сила на витке, Н	Q_{yi}	QYI
19. Изгибающий момент на витке, Н · м	M_{yi}	MYI
20. Крутящий момент, Н · м	$M_{кр}$	MKR
19. Изгибающий момент на витке, Н · м	M_{yi}	MYI
20. Крутящий момент, Н · м	$M_{кр}$	MKR
21. Эквивалентное напряжение, МПа	$\sigma_{эkv}$	SIGMAEKV
22. Расстояние от опоры до точки касания витка гильзы, м	L_k	LK
23. Мощность привода шнекового вала, Вт	N	NP
24. Частота вращения шнека, с ⁻¹	n_b	NOBOR

3.5. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА И ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСТРУЗИИ РЕЗИНОВЫХ СМЕСЕЙ

3.5.1. Математическое моделирование процесса экструзии резиновых смесей с учетом подвулканизации и степени пластикации экструдата

При моделировании процесса экструзии резиновых смесей рассматривается плоская модель зоны дозирования одношнекового экструдера, в которой шнек неподвижен, а цилиндр движется относительно шнека со скоростью V_c . Ось x направлена поперек винтового канала, y – по высоте винтового канала, а ось z – вдоль винтового канала и перпендикулярна плоскости постоянного давления, т.е. плоскости xoz . Предполагается, что $P = P(z)$, $V_y = 0$, $V = V(y)$, жидкость несжимаема и смачивает стенки канала, течение установившееся.

Проекция уравнения равновесия элемента на оси z имеет вид:

$$(\tau_{yz} + d\tau_{yz}) dzdx - d\tau_{yz} dzdx + p dydz - (p + dp) dydx = 0, \quad (3.55)$$

где τ_{yz} – напряжение сдвига; p – давление; x, y, z – соответственно, направления координатных осей поперек, по высоте и вдоль канала червяка.

Выражение для элементарной мощности dN , расходуемой на перемещение участка стенки витка dN_1 и в зазоре между внутренней стенкой цилиндра и поверхностью витка червяка dN_2 , имеет вид:

$$dN = dN_1 + dN_2 = (V_x dF_x + V_y dF_y) = (V_x \tau_{yx} |_{y=h} Bdz + V_z \tau_{yz} |_{y=h} Bdz) + \\ + V \tau_e \cos \varphi dz, \quad (3.56)$$

где dF_x и dF_z – компоненты силы сопротивления перемещению; e – ширина витка червяка; B – ширина канала червяка.

Баланс тепловых потоков для элементарного участка размерами B, h и dz :

$$q_z Bh + q_d Bh \partial z = [q_z + (\partial q_z / \partial z) \partial z] Bh + q_u B \partial z + q_v B \partial z, \quad (3.57)$$

где q_z, q_d, q_u, q_v – тепловые потоки, соответственно, вдоль канала червяка, диссипативный, отводимые в тела цилиндра и червяка.

В данной главе представлена усовершенствованная математическая модель, состоящая из уравнений, описывающих зависимость энергосиловых параметров процесса экструзии от режимных переменных и конструктивных параметров оборудования, полученная с учетом необходимых допущений и упрощений Н. И. Басовым, Ю. В. Казанковым [98] на базе общей математической модели, состоящей из системы дифференциальных уравнений второго порядка: неразрывности, движения (Навье – Стокса), энергии и реологического уравнения:

1) Полезная мощность

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (3.58)$$

где

$$N_1 = (B/h) (4V_x^2 + V_z^2) m_0 (V/h)^{n-1} z_d F_z; \quad N_2 = (V_z/2) Bh \Delta P;$$

$$F_z = \frac{1}{z_d} \int_0^{z_d} \exp \frac{E}{RT(z)} \partial z; \quad N_3 = V(V/\delta_u)^n m_0 \exp [E/(RT_u)] e \cos(\varphi) z_d;$$

$$V_z = V \cos \varphi; \quad z_d = L / \sin \varphi; \quad V_z = V \sin \varphi; \quad V = \omega D / 2.$$

2) Напорно–расходоная характеристика

$$Q = Q_1 - Q_2, \quad (3.59)$$

где

$$Q_1 = (V_z/2) (B/h) F_g; \quad Q_2 = Bh^3 F_p \Delta P / [12(V/h)^{n-1} m_0 F_z z_d].$$

3) Температурное поле по длине шнека:

а) политропный режим

$$T_{cm}(z) = T_{II} + G \exp [E/(RT_{cm. cp})] - (G \exp [E/(RT_{cm. cp})] - T_{cm. bx} + T_{II}) \exp (-Az), \quad (3.60)$$

где

$$G = m_0 h^2 / (2K\lambda) (V/h)^{n+1}; \quad A = 2KaB/(Qh); \quad a = \lambda/(\rho c);$$

$$K = \alpha h/\lambda; \quad V_M = Q/Bh.$$

Трансцендентное уравнение для определения средней по длине червяка температуры перерабатываемого материала T_{cp} :

$$T_{cm, cp} = T_{II} + G \exp(E/RT_{cm, cp}) (1 + (\exp(-Az_d) - 1)/(Az_d)) + \\ + (T_{II} - T_{cm, вх}) (\exp(-Az_d) - 1)/(Az_d); \quad (3.61)$$

б) адиабатический режим

$$T_{cm}(z) = T_{cm, вх} + GBh/(\rho c Q) \exp(E/RT_{cm, cp}) z. \quad (3.62)$$

Трансцендентное уравнение для определения средней по длине червяка температуры T_{cp} :

$$T_{cm, cp} = T_{cm, вх} + GBh/(\rho c Q) \exp(E/RT_{cm, cp}) z_d/2; \quad (3.63)$$

в) изотермический режим

$$T_{cm, вх} = T_{cm, вых}. \quad (3.64)$$

4) Реологическое уравнение

$$\eta = m_0 \dot{\gamma}^{n-1} \exp \frac{E}{RT}. \quad (3.65)$$

5) В качестве параметра состояния, описывающего подвулканизацию резиновых смесей, принимали критерий JB (критерий Бейли) [58]:

$$JB(t) = \int_0^t \frac{\partial t}{\tau[T(t)]} = \sum_i \int_{t_{i-1}}^{t_i} \frac{\partial t}{\tau[T(t)]} = 1, \quad (3.66)$$

где $\int_0^t \frac{\partial t}{\tau[T(t)]}$ – оценка подвулканизации резиновых смесей; $\tau[T(t)]$ – кривая, характеризующая подвулканизацию (время достижения

«скорчинга» в условиях постоянства температуры); t^* – время достижения «скорчинга» при заданном процессе подвулканизации $T(t)$.

Интеграл Бейли неявно (через численное решение математической модели процесса экструзии резиновых смесей) зависит от переменных управления, которые входят в выражение, описывающее распределение температуры по длине червяка.

Другим фактором, влияющим на качество изделий, является изменение размеров поперечного сечения экструдата на выходе из формующего инструмента – «разбухание», часто его называют «эффектом Вайс-сенберга».

При входе перерабатываемого материала в формующий канал (рис. 3.33) возникают нормальные напряжения и напряжения сдвига, которые изменяются в зависимости от геометрических размеров профилирующих элементов и релаксируют на выходе из них с изменением размеров экструдата.

Остаточные напряжения в момент выхода пластика из формующих каналов и вызываемое ими поперечное расширение потока будут связаны со скоростью потока экспоненциальной зависимостью.



Рис. 3.33. Компоновка формующих каналов экструзионной головки:
 1, 2 – цилиндрический; 3 – три канала произвольной формы;
 4 – конический кольцевой; 5 – цилиндрический кольцевой

Существует несколько способов решения этой проблемы. Первый – подвергнуть профильную резинотехническую заготовку на выходе из формующего канала дополнительной деформации, т.е. последующей вытяжке, каландрованию и т.п.

Второй способ заключается в экспериментальном определении режимов переработки и геометрии формующих каналов для резинотехнической заготовки заданного профиля при переработке конкретного полимерного материала. Известно, что для всех исследованных полимер-

ных материалов, скоростей экструзии и температур переработки характерно снижение «разбухания» с повышением длины канала формующего инструмента. При конструировании формующих каналов необходимо знать величину относительной длины формующего инструмента (отношение длины к зазору), выше которого «разбухание», достигнув минимума, остается практически постоянным. С уменьшением отношения внутреннего размера заготовки к наружному ее размеру (или отношения наружного диаметра дорна к внутреннему диаметру мундштука) наблюдается увеличение «разбухания», которое достигает максимума при заготовке в виде сплошного прутка.

Нами предложен третий способ, заключающийся в определении степени пластикации материала. Степень пластикации в свою очередь можно учитывать с помощью суммарной величины сдвига $\gamma_{ш.ф}$ (2.32), которая представляет собой функцию различных конструктивных параметров шнека, формующих каналов экструзионной головки и технологических параметров процесса, содержащихся в математической модели экструзии резиновых смесей.

б) Степень пластикации экструдата (величина суммарного сдвига):

$$\gamma_{ш.ф} = \gamma_{ш} + \gamma_{ф} = \dot{\gamma}_p \tau_{ш} + \sum_{i=1}^n \dot{\gamma}_i \tau_{\phi i} . \quad (3.67)$$

Суммарная величина сдвига в каналах шнека определяется следующим образом [191]:

$$\gamma_{ш} = \dot{\gamma}_p \tau ,$$

где $\dot{\gamma}_p$ – расчетная скорость сдвига в каналах шнека, c^{-1} [58],

$$\dot{\gamma}_p = \frac{0,5D\omega \left(\frac{1}{n} + 1 \right)}{h} ;$$

τ – время пребывания перерабатываемого материала в материальном цилиндре, с.

$$\tau_{ш} = \frac{WhL}{Q \sin \varphi} ,$$

где $W = (t - e) \cos \varphi$ – ширина винтового канала шнека, м; Q – производительность шнековой машины, m^3/c ; n – индекс течения резиновой смеси

($n = 0, 2$); ω – угловая скорость шнека, с^{-1} ; φ – угол наклона винтовой нарезки шнека, м; L – длина нарезной части шнека, м; h – глубина винтового канала шнека, м.

Суммарная величина сдвига в формующих каналах экструзионной головки определяется следующим образом:

$$\gamma_{\Phi} = \sum_{i=1}^n \gamma_{\Phi i},$$

где $\gamma_{\Phi i} = \dot{\gamma}_i \tau_{\Phi i}$; $\tau_{\Phi i} = \frac{F_i l_i}{Q_i}$; γ_i – суммарная величина сдвига; γ_i , $\dot{\gamma}_i$, $\tau_{\Phi i}$

– сдвиг, скорость сдвига, время пребывания перерабатываемого материала в i -м канале, соответственно; F_i , l_i – площадь поперечного сечения и длина i -го канала, соответственно.

Уравнение (2.32) не учитывает влияния подвулканизации в резиновой смеси, которая возникает при изменении (увеличении) температуры и времени пребывания перерабатываемого материала в формующих каналах экструзионной головки.

Для того, чтобы учесть это влияние, необходимо рассчитать значение критерия подвулканизации посредством расчета температурного поля по длине формующих каналов экструзионной головки по уравнениям, которые аналогичны уравнениям температурного поля по длине шнека.

В экструзионной головке при переработке резиновых смесей в основном можно выделить пять последовательных участков (рис. 3.33).

Схема тепловых потоков, входящих в элементарный объем канала размерами D и ∂l и выходящих из него, показана на рис. 3.34 Тепло переносится вместе с перерабатываемым материалом в направлении продольной оси l , средняя скорость которого V_m [58]:

$$V_m = Q / (\pi D_n^2 / 4). \quad (3.68)$$

При этом тепловой поток q_l

$$q_l = \rho c V_m T. \quad (3.69)$$

После дифференцирования по l получено:

$$\partial q_l / \partial l = \rho c V_m (\partial T / \partial l). \quad (3.70)$$

За счет диссипации резиновой смеси генерируется тепловой поток

$$q_d = \tau \dot{\gamma} = \eta \dot{\gamma}^2. \quad (3.71)$$

Далее условно принимается, что $\dot{\gamma} = 8V/D_m$, а температура равна среднеинтегральному ее значению по длине канала:

$$\tilde{T} = \frac{1}{l} \int_0^l T(l) dl. \quad (3.72)$$

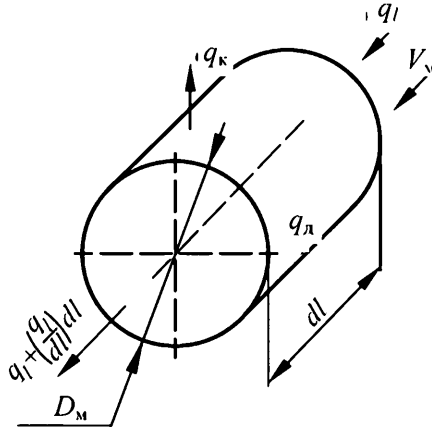


Рис. 3.34. Элементарный объем канала

Тепловой поток, отводимый в каналы корпуса, пропорционален коэффициенту теплоотдачи α и разности температур перерабатываемого материала и стенок корпуса:

$$q_k = \alpha(T - T_k). \quad (3.73)$$

Коэффициент теплоотдачи определяется соотношением

$$\alpha = 2k\lambda/D.$$

Тепловой баланс рассмотренных потоков описывается уравнением:

$$q_l \pi D_m^2/4 + q_d \pi D_m^2/4 dl = [q_l + (\partial q_l / \partial l) dl] \pi D_m^2/4 + q_k \pi D_m \partial l. \quad (3.74)$$

Решение теплового баланса путем интегрирования по l дает уравнения для температурного поля по длине канала.

Температурное поле перерабатываемого материала по длине канала l (рис. 3.35)

$$T(l) = T_1 + G_1 \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср1}}}\right) - \left(G_1 \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср1}}}\right) - T_{nb} + T\right) \exp(-A_1 l). \quad (3.75)$$

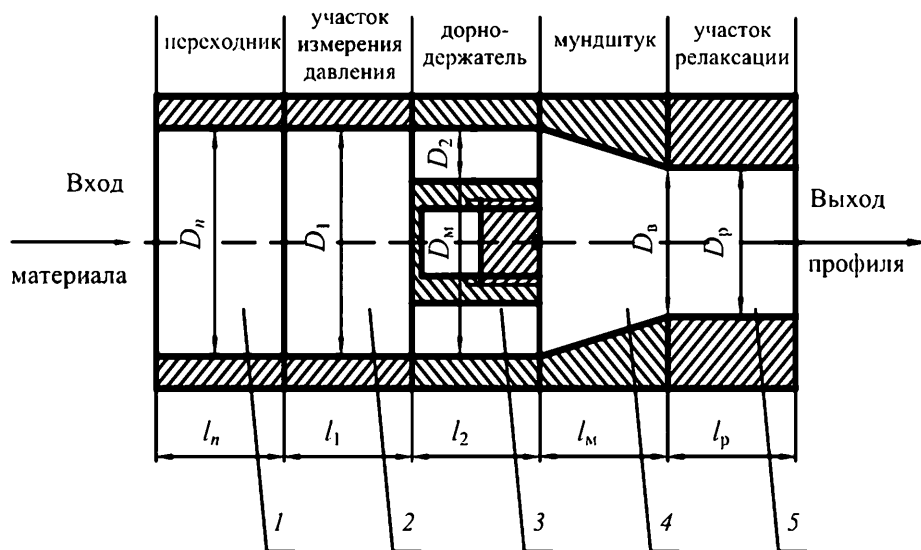


Рис. 3.35. Геометрия формующих каналов экструзионной головки (без дорна)

Средняя температура перерабатываемого материала по длине цилиндрического канала

$$\tilde{T}_{\text{ср1}} = T_1 + G_1 \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср1}}}\right) \left(1 + \frac{e^{-A_1 l_1} - 1}{A_1 l_1}\right) + (-T_{nb} + T_1) \frac{e^{-A_1 l_1} - 1}{A_1 l_1}, \quad (3.76)$$

где $G_1 = \frac{m_1 D_1^2}{4k\lambda_1} \dot{\gamma}_1^{n+1}$; $A_1 = 4k_1 \frac{a_1}{V_1 D_1^2}$; $a_1 = \frac{\lambda_1}{\rho_1 c_1}$.

Скорость сдвига в цилиндрическом канале

$$\dot{\gamma}_1 = \frac{8V_1}{D_1}.$$

Температурное поле перерабатываемого материала по длине участка 2 (рис. 3.34), где измеряется давление, аналогично температурному полю по длине участка переходника.

Температурное поле перерабатываемого материала по длине дорнодержателя (рис. 3.34) аналогично температурному полю по длине переходника при условии, что средняя скорость материала, поступающего в один канал, равна

$$V_2 = \frac{4Q}{n_k \pi D_2^2},$$

где n_k – количество каналов по длине дорнодержателя ($n_k = 3$):

$$T(l) = T_2 + G_2 \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp2}}\right) - \left(G_2 \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp2}}\right) - T_{вх1} + T_2\right) \exp(-A_2 l). \quad (3.77)$$

Средняя температура перерабатываемого материала по длине канала дорнодержателя

$$\tilde{T}_{cp2} = T_2 + G_2 \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp2}}\right) \left(1 + \frac{e^{-A_2 l_2} - 1}{A_2 l_2}\right) + (-T_{вх1} + T_2) \frac{e^{-A_2 l_2} - 1}{A_2 l_2}, \quad (3.78)$$

где $G_2 = \frac{m_2 D_2^2}{4k\lambda_2} \left(\frac{8V_2}{D_2}\right)^{n+1}$; $A_2 = 4k_2 \frac{a_2}{V_2 D_2^2}$; $a_2 = \frac{\lambda_2}{\rho_2 c_2}$.

Скорость сдвига в цилиндрическом канале [43]

$$\dot{\gamma}_2 = \frac{8V_2}{D_2}.$$

Температурное поле перерабатываемого материала по длине мундштука (рис. 3.35) аналогично температурному полю по длине участка переходника при условии, что

$$D_m = \frac{D_{м.вх} + D_{м.вых}}{2}$$

или

$$D_M = f(l_M), \quad D_M(l) = D_{M. \text{вх}} - \frac{l}{l_M} (D_{M. \text{вх}} - D_{M. \text{вых}}); \quad (3.79)$$

$$T_M(l) = T_M + G_M \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср.м}}}\right) - \left(G_M \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср.м}}}\right) - T_{2\text{вх}} + T_M\right) \exp(-A_M l). \dots\dots (3.80)$$

Средняя температура перерабатываемого материала по длине конического канала

$$\tilde{T}_{\text{ср.м}} = T_M + G_M \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср.м}}}\right) \left(1 + \frac{e^{-A_M l_M} - 1}{A_M l_M}\right) + (-T_{2\text{вх}} + T_M) \frac{e^{-A_M l_M} - 1}{A_M l_M}, \quad (3.81)$$

где $G_M = \frac{m_M D_M^2}{4k\lambda_M} \dot{\gamma}^{n+1}$; $A_M = 4k_M \frac{a_M}{V_M D_M^2(l)}$; $a_M = \frac{\lambda_M}{\rho_M c_M}$; $V_M = \frac{4Q}{\pi D_M^2(l)}$.

Скорость сдвига в коническом канале [43]

$$\dot{\gamma} = \frac{256Q}{\pi(D+d)^3}.$$

Температурное поле по длине канала участка релаксации (рис. 3.33) аналогично температурному полю по длине переходника:

$$T(l) = T_p + G_p \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср.п}}}\right) - \left(G_p \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср.п}}}\right) - T_{\text{мб}} + T_p\right) \exp(-A_p l). \quad (3.82)$$

Средняя температура перерабатываемого материала по длине цилиндрического канала

$$\tilde{T}_{\text{ср.п}} = T_p + G_p \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{\text{ср.п}}}\right) \left(1 + \frac{e^{-A_p l_p} - 1}{A_p l_p}\right) + (-T_{\text{мб}} + T_p) \frac{e^{-A_p l_p} - 1}{A_p l_p}, \quad (3.83)$$

где $G_p = \frac{m_p D_p^2}{4k\lambda_p} \dot{\gamma}^{n+1}$; $A_p = 4k_p \frac{a_p}{V_p D_p^2}$; $a_p = \frac{\lambda_p}{\rho_p c_p}$; $V_p = \frac{4Q}{\pi D_p^2}$.

Скорость сдвига в цилиндрическом канале

$$\dot{\gamma} = \frac{8V_p}{D_p}.$$

Температурное поле по длине канала мундштука с учетом дорна (рис. 3.36) рассчитывается следующим образом.

Скорость перерабатываемого материала, поступающего в конический кольцевой канал:

$$V_{м.д} = \frac{4Q}{\pi[D_d^2 - D_m^2(l)]}. \quad (3.84)$$

Тепловой поток q_l равен

$$q_l = \rho_{м.д} c_{м.д} V_{м.д} T. \quad (3.85)$$

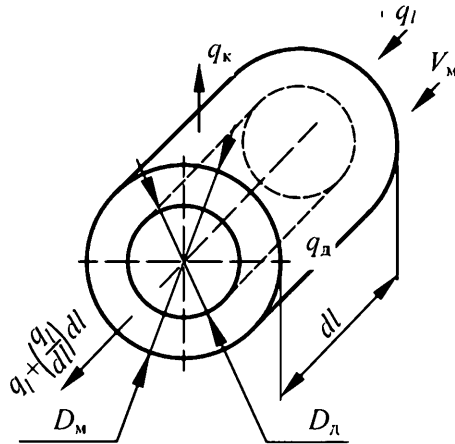


Рис. 3.36. Элементарный объем канала с учетом дорна

Тепловой поток, отводимый в каналы корпуса (мундштука), пропорционален коэффициенту теплоотдачи α и разности температур перерабатываемого материала и стенок корпуса:

$$q_{м.д} = \alpha(T - T_{м.д}), \quad (3.86)$$

где $\alpha = k\lambda_{м.д} \frac{D_m(l) - D_d}{2}$; $H = \frac{D_m(l) - D_d}{2}$.

Тепловой баланс рассмотренных потоков (рис. 3.37) описывается уравнением:

$$\frac{q_l \pi (D_m^2(l) - D_l^2)}{4} + q_d \frac{\pi (D_m^2(l) - D_l^2)}{4} dl =$$

$$= \left[q_l + \left(\frac{dq_l}{dz} \right) dz \right] \frac{\pi (D_m^2(l) - D_l^2)}{4} + q_{m,l} \pi D_m dl. \quad (3.87)$$

Решение теплового баланса путем интегрирования по l дает уравнение для температурного поля по длине канала

$$\rho c V_{m,d} \frac{dT}{dl} = m_{m,d} \dot{\gamma}^{n+1} \exp \frac{E}{R\tilde{T}} - \frac{2D_m(l)k\lambda_{m,d}}{(D_m(l) + D_l)} (T - T_{m,d}).$$

Температурное поле по длине конического кольцевого канала (рис. 3.36) рассчитывается следующим образом.

$$T(l) = T_{m,d} + G_{m,d} \exp \left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp,m,d}} \right) - \left(G_{m,d} \exp \left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp,m,d}} \right) - T_{2b} + T_{m,d} \right) \exp(-A_{m,d}l).$$

(3.88)

Средняя температура перерабатываемого материала по длине конического кольцевого канала

$$\tilde{T}_{cp,m,d} = T_{m,d} + G_{m,d} \exp \left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp,m,d}} \right) \left(1 + \frac{e^{-A_{m,d}l_{m,d}} - 1}{A_{m,d}l_{m,d}} \right) + (-T_{2b} + T_{m,d}) \frac{e^{-A_{m,d}l_{m,d}} - 1}{A_{m,d}l_{m,d}}$$

(3.89)

$$\text{где } G_{m,d} = \frac{m_{m,d}(D_m(l) + D_d)}{4k\lambda_{m,d}D_m(l)} \dot{\gamma}^{n+1}; \quad A_{m,d} = 4k_{m,d} \frac{a_{m,d}D_m(l)}{V_{m,d}(D_m(l) + D_d)}; \quad a_{m,d} = \frac{\lambda_{m,d}}{\rho_{m,d}l_{m,d}}.$$

Скорость сдвига в коническом кольцевом канале [58]

$$\dot{\gamma} = \frac{22,32Q}{\pi(R_0 + R_b)} \frac{1}{(\delta_1 + \delta_2)^2};$$

$$\text{где } R_0 = \frac{D_m + D_d}{4}; \quad R_b = \frac{D_b + D_d}{4}; \quad \delta_1 = \frac{D_m - D_d}{2}; \quad \delta_2 = \frac{D_b - D_d}{2}.$$

Температурное поле по длине круглого кольцевого канала (рис. 3.36) рассчитывается по формуле:

$$T(l) = T_{p,л} + G_{p,л} \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp,p,л}}\right) - \left(G_{p,л} \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp,p,л}}\right) - T_{m,л} + T_{p,л}\right) \exp(-A_{p,л}l) \quad (3.90)$$

Средняя температура перерабатываемого материала по длине круглого кольцевого канала

$$\tilde{T}_{cp,p,л} = T_{p,л} + G_{p,л} \exp\left(\frac{E}{R\tilde{T}_{cp,p,л}}\right) \left(1 + \frac{e^{-A_{p,л}l_{p,л}} - 1}{A_{p,л}l_{p,л}}\right) + (-T_{p,л} + T_{p,л}) \frac{e^{-A_{p,л}l_{p,л}} - 1}{A_{p,л}l_{p,л}}, \quad (3.91)$$

где $G_{m,д} = \frac{m_{p,д}(D_p + D_{p,д})}{4k\lambda_{p,д}D_p} \dot{\gamma}^{n+1}; \quad A_{p,д} = 4k_{p,д} \frac{a_{p,д}D_p}{V_{p,л}(D_p + D_{p,л})};$

$$a_{m,д} = \frac{\lambda_{p,д}}{\rho_{p,д}l_{p,д}}.$$

Скорость сдвига в круглом кольцевом канале [58]

$$\dot{\gamma} = \frac{5,58Q}{\pi(R_n + R_b)} \frac{1}{(R_n - R_b)^2},$$

где $R_n = \frac{D_p}{2}; \quad R_b = \frac{D_{p,д}}{2}.$

Для расчета степени подвулканизации, величины сдвига и температуры резиновых смесей в формующих каналах экструзионной головки по уравнениям (3.66) – (3.91) разработана программа для ЭВМ (программа 11, прил.), алгоритм которой представлен на рис. 3.37., идентификаторы к программе 11 – табл. 3.5.

3.5. Идентификаторы к программе 11

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Диаметр канала участка 1, м	$D_{к1}$	DK1
2. Длина канала участка 1, м	$L_{к1}$	LK1
3. Скорость сдвига в канале участка 1, c^{-1}	$\dot{\gamma}$	GAMST1
4. Диаметр канала участка 2, м	$D_{к2}$	DK2
5. Длина канала участка 2, м	$L_{к2}$	LK2
6. Скорость сдвига в канале участка 2, c^{-1}	$\dot{\gamma}$	GAMST2
7. Температура стенки канала, $^{\circ}C$	$T_{к}$	TZK
8. Текущая температура материала в канале, $^{\circ}C$	$T_{м}$	TSK
9. Температура материала на входе в канал, $^{\circ}C$	$T_{в. к}$	T0K
10. Температура выхода резиновой смеси, $^{\circ}C$	$T_{см. вых}$	Tz
11. Производительность шнековой машины, m^3/c	Q	Q
12. Скорость материала в канале, м/с	V	W1K
13. Переменная координата для расчета JB нарезки шнека, м	$X_{к}$	XK5
14. Текущая координата по длине канала шнека, м	x	XK1
15. Критерий подвулканизации	JB	JB1
16. Диаметр дорнодержателя, м	$D_{д}$	DKD
17. Диаметр мундштука на входе, м	$D_{в}$	DKK1
18. Скорость сдвига в канале участка 1, c^{-1}	$\dot{\gamma}_{д}$	GAMSTD1
19. Диаметр мундштука на выходе, м	$D_{вых}$	DKK2
20. Плотность резиновой смеси, $кг/м^3$	ρ	RO
21. Суммарная величина сдвига	γ	GAM1
22. Угловая скорость шнека, c^{-1}	ω	W

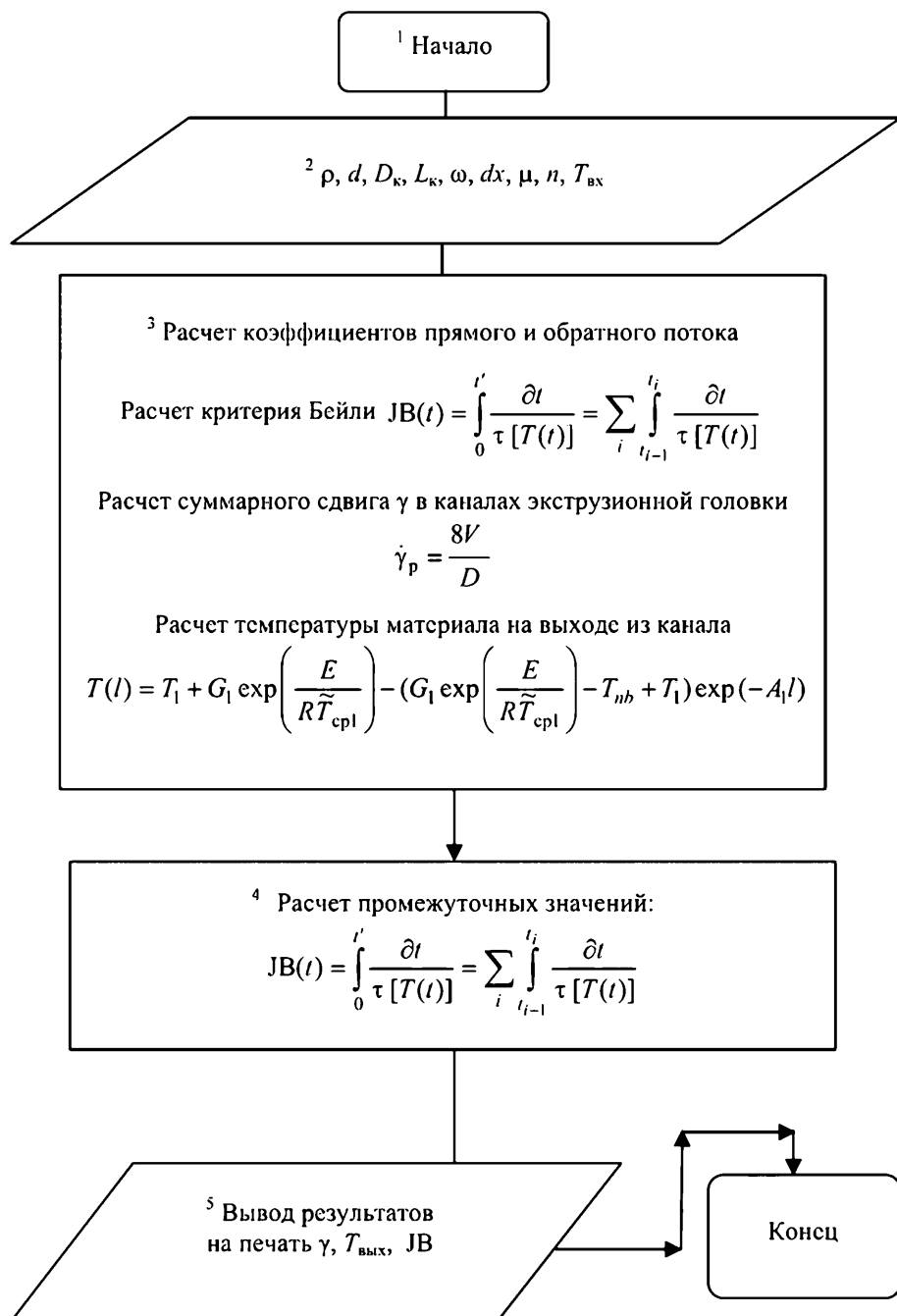


Рис. 3.37. Блок-схема алгоритма расчета степени подвулканизации, суммарного сдвига и температурного поля в каналах экструзионной головки

Таким образом, усовершенствованная математическая модель заключается в том, что дополнительно выведены уравнения для определения суммарного сдвига, которые связывают режимные переменные и конструктивные параметры с показателями качества длинномерных резинотехнических заготовок.

Разработанная усовершенствованная математическая модель процесса экструзии резиновых смесей с учетом качества длинномерных РТЗ (3.58) – (3.91), с учетом уравнения, описывающего степень подвулканизации (3.66) и пластикации (3.67), которая позволяет прогнозировать изменение размеров поперечного сечения экструдата и физико–механические показатели посредством расчета интеграла Бейли и суммарной величины сдвига в каналах шнека и формирующих каналах экструзионной головки.

3.5.2. Инженерный расчет оптимальных технологических и конструктивных параметров процесса экструзии оборудования

Математическая формулировка задачи оптимизации состоит в следующем [58].

Пусть \bar{x} – переменные управления; \bar{y} – переменные состояния; $F(\bar{x}, \bar{y})$ – целевая функция; $R(\bar{x}, \bar{y})$ – функции ограничения. Необходимо найти такие значения переменных управления \bar{x} , переменных состояния \bar{y} , чтобы целевая функция F достигала своего экстремального значения.

Таким образом, конкретная постановка задачи оптимизации процесса и оборудования экструзии резиновых смесей заключается в следующем: необходимо найти такие значения конструктивных и технологических параметров, чтобы критерий оптимизации (технологическая мощность) стремился к минимуму

$$[F = N(\varphi, h, D, \omega, L)] \rightarrow \min \quad (3.92)$$

при выполнении условий в виде ограничений (3.1) – (3.2):

- качество экструдата

$$R_1 = J(t) = \int_0^{t^*} \frac{\partial t}{\tau[T(t)]} = \sum_i \int_{t_{i-1}}^{t_i} \frac{\partial t}{\tau[T(t)]} \leq \varepsilon; \quad (3.93)$$

- прочность материала (жесткость, устойчивость) шнека

$$R_2(\varphi, h, D, \omega, L) \leq [\sigma]; \quad (3.94)$$

- производительность шнековой машины

$$Q_{\text{зад}} = Q(\varphi, h, D, \omega, L); \quad (3.95)$$

- температуру выхода экструдата

$$T_{\text{см. вых}}(\varphi, h, D, \omega, L) = T_{\text{зад}}; \quad (3.96)$$

- диапазон изменения параметров управления

$$\left. \begin{aligned} D_l &\leq D \leq D'; \\ \varphi_l &\leq \varphi \leq \varphi'; \\ Dk_{hl} &\leq k_h D \leq Dk_{h'}; \\ \omega_l &\leq \omega \leq \omega'; \\ Dk_{Ll} &\leq k_L D \leq Dk_{L'}; \end{aligned} \right\} \quad (3.97)$$

где $\varphi_l, Dk_{hl}, D_l, \omega_l, Dk_{Ll}$ и $\varphi', Dk_{h'}, D', \omega', Dk_{L'}$ – левая и правая границы изменения конструктивных (φ, h, D, L) и технологического (ω) параметров соответственно; $k_{h*}, k_{l*}, k_h^*, k_L^*, k_h, k_L$ – коэффициенты учитывающие левую, правую границы и начальные значения конструктивных параметров (h, L) соответственно; $\varepsilon, Q_{\text{зад}}, T_{\text{зад}}$ – заданные значения интеграла Бейли, производительности шнековой машины, температуры резиновой смеси на выходе соответственно; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала шнека (допускаемый прогиб, коэффициент запаса по устойчивости).

Для решения поставленных уравнений (3.92) – (3.97) применялся метод скользящего допуска [13], реализуемый программой на языке Бейсик, получены значения оптимальных конструктивных (φ, h, D, L) и технологических (ω, N) параметров в виде графических зависимостей от: производительности шнековой машины Q при изотермическом и неадиабатическом режимах экструзии; перепада температуры по длине шнека ΔT (рис. 3.37 и 3.38).

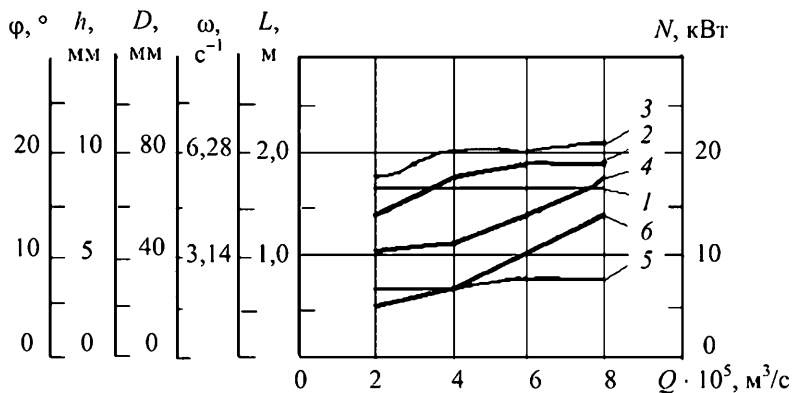


Рис. 3.37. Зависимости оптимальных конструктивных (1 – φ , 2 – h , 3 – D , 5 – L) и технологических (4 – ω , 6 – N) параметров от производительности Q при изотермическом режиме экструзии для $\Delta P = 20$ МПа, $T_{\text{см}} = 80$ °C

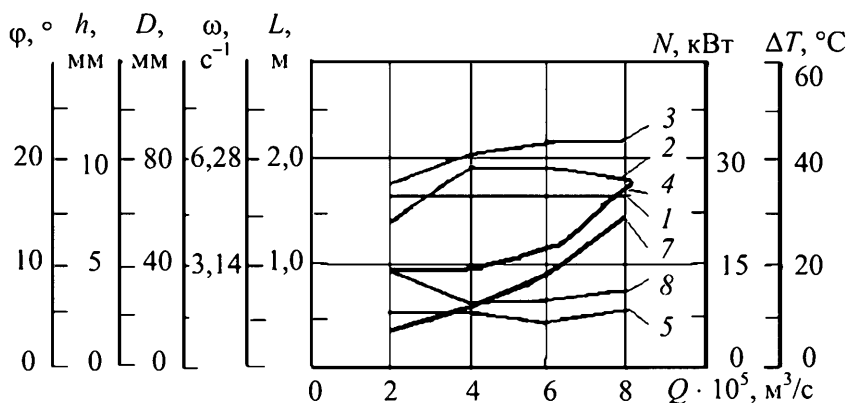


Рис. 3.38. Зависимости оптимальных конструктивных (1 – φ ; 2 – h ; 3 – D ; 5 – L) и технологических (4 – ω ; 7 – N ; 8 – ΔT) параметров от производительности Q при неізотермическом режиме экструзии для $\Delta P = 20$ МПа; $T_{\text{см вх}} = 50$ °C; $T_{\text{ц}} = 80$ °C; $\alpha = 100$ Вт/(м² · °C)

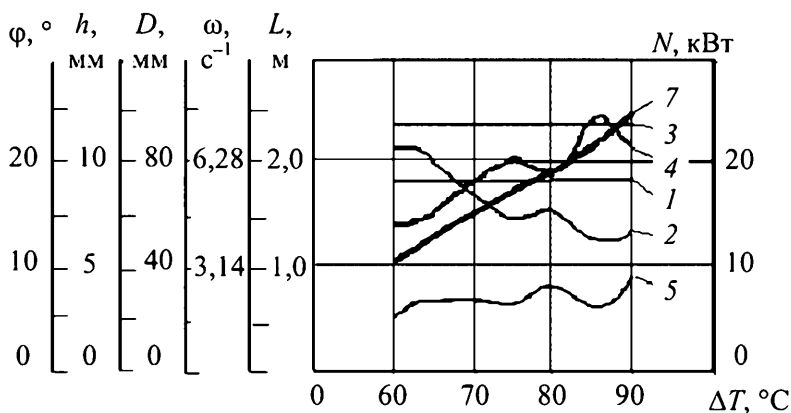


Рис. 3.39. График зависимости оптимальных конструктивных (1 – φ ; 2 – h ; 3 – D ; 5 – L) и технологических (4 – ω ; 7 – N) параметров от перепада температуры по длине шнека ΔT при $Q = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$

Приняты следующие исходные и начальные данные: $D = 0,03...0,09 \text{ м}$; $\varphi = (15...22)^\circ$; $k_{h'} = 0,05$; $k_{h''} = 0,15$; $\omega = (1,25...9,4) \text{ с}^{-1}$; $k_{L'} = 5$; $k_{L''} = 10$; $\Delta P = 25 \text{ МПа}$; $\delta = 0,001 \text{ м}$; $e = 0,1D$; $D_0 = 0,05 \text{ м}$; $\varphi_0 = 17^\circ$; $h_0 = 0,1D \text{ м}$; $\omega_0 = 3,14 \text{ с}^{-1}$; $L_0 = 7D \text{ м}$.

Из рисунка 3.37 видно, что с ростом длины L происходит увеличение перепада температуры ΔT , так как материал пребывает в цилиндре большее время, а следовательно, успевает прогреться до большей температуры. Также с уменьшением глубины h и соответствующим этому увеличению угловой скорости ω , наблюдается рост перепада температуры ΔT . Причем уменьшение глубины h приводит к уменьшению производительности Q , и ее заданное значение компенсируется увеличением угловой скорости ω .

Из рисунка 3.38 видно, что технологическая мощность при изотермическом режиме экструзии примерно в 1,5 – 3,0 раза меньше, чем при неизотермическом режиме. Это объясняется тем, что для заданного перепада температур ($\Delta T = 30 \text{ К}$) вязкость резиновой смеси изменяется в широком интервале в сторону уменьшения $(6...1) \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{с}$, что, в свою очередь, приводит к более интенсивным сдвиговым деформациям, чем при изотермическом режиме.

Результаты оптимизации для политропного и адиабатического режимов (рис. 3.38) практически не отличаются, так как при оптимизации политропного процесса потери в системе термостатирования стремятся к нулю, т.е. к адиабатическому режиму экструзии.

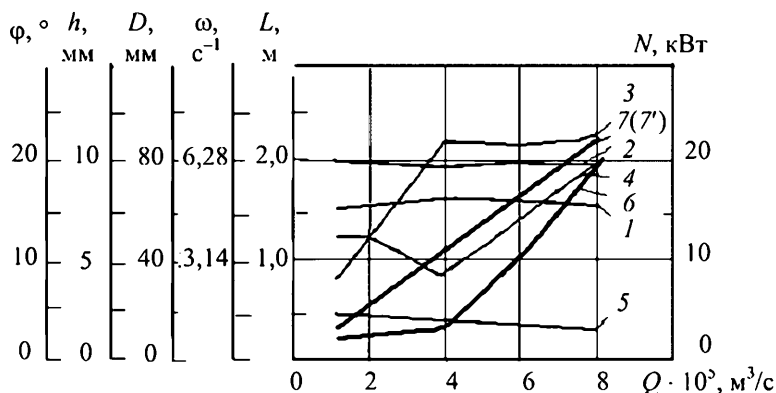


Рис. 3.40. График зависимости оптимальных конструктивных
 (1 – φ ; 2 – h ; 3 – D ; 5 – L) и технологических (4 – ω ;
 6, 7, (7') – N) параметров от производительности Q
 при различных режимах экструзии:
 6, 7, (7') – изотермический, неизотермический, адиабатический
 режимы экструзии соответственно

Программа для расчета на ЭВМ [73] приведена в прил. (программа 12), позволяющая определить оптимальные технологические параметры процесса и конструктивные размеры оборудования экструзии резиновых смесей. Порядок работы программы 12 поясняется табл. 3.6, схемой алгоритма (рис. 3.41).

Описание работы программы оптимизации процесса и оборудования экструзии резиновых смесей при условии минимизации технологической мощности и заданном качестве экструдата:

Блок 1. Начало.

Блок 2. Ввод исходных данных: σ , ρ , dP , d , φ_0 , H_0 , D_0 , W_0 , L_0 , φ^* , H^* , D^* , W^* , L^* , e_0 , E , dx , μ , n .

Блок 3. Расчет коэффициентов прямого и обратного потоков: F_α , F_β , производительности шнековой машины, коэффициента F_z , критерия Бейли, шнека на прочность и жесткость, технологической мощности.

Блок 4. Расчет промежуточных значений.

Блок 5. Проверка выполнения условия равенства расчетных значений температуры выхода смеси и суммарной величины сдвига заданным, соответственно.

Блок 6. Проверка выполнения условия неравенства на границы изменения варьируемых параметров.

Блок 7. Проверка минимального значения технологической мощности N .

Блок 8. Вывод результатов процесса оптимизации: φ , h , D , ω , L , N .

3.6. Идентификаторы к программе 12

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
1. Диаметр шнека, м	D	D
2. Диаметр осевого отверстия шнека, м	d	d ₁
3. Длина нарезной части шнека, м	L	L
4. Коэффициент прямого потока	F_{α}	Fg
5. Коэффициент обратного потока	F_{β}	Fp
6. Температура выхода резиновой смеси, град	$T_{\text{см.вых}}$	Tz
7. Температура входа резиновой смеси, град	$T_{\text{см.вх}}$	T0
8. Функции ограничения	R_i	R(i)
9. Общее число переменных	N_x	Nx
10. Общее число ограничений в виде равенств	N_c	Nc
11. Общее число ограничений в виде неравенств	N_{ic}	Nic
12. Осевое усилие, Н	S_{oc}	P1
13. Производительность шнековой машины, м ³ /с	Q	Q
14. Ширина винтового канала шнека, м	W	W1
15. Угол наклона винтовой нарезки шнека, град	φ	FI
16. Глубина винтового канала шнека, м	h	h
17. Распределение давления по длине вала, Па	ΔP	dP
18. Плотность резиновой смеси, кг/м ³	ρ	RO
19. Касательное напряжение, Па	$\tau(x)$	TAU

Продолжение таблицы

Наименование величин	Обозначение	Обозначение в программе (идентификаторы)
20. Модуль упругости I рода, Па	E	E
21. Допускаемое напряжение, Па	$[\sigma]$	SIG
22. Допускаемый прогиб, м	$[W]$	WDOP
23. Плотность материала шнека, кг/м ³	ρ_1	ROI
24. Критерий Бейли	J	JB
25. Изгибающий момент, Н · м	$M_{и}$	Miz
26. Крутящий момент, Н · м	$M_{кр}$	MKR
27. Эквивалентное напряжение, Па	$\sigma_{эkv}$	SIGEKV
28. Технологическая мощность, Вт	N	N
29. Угловая скорость шнека, с ⁻¹	ω	W
30. Максимальный прогиб шнека, м	f_{max}	fmax

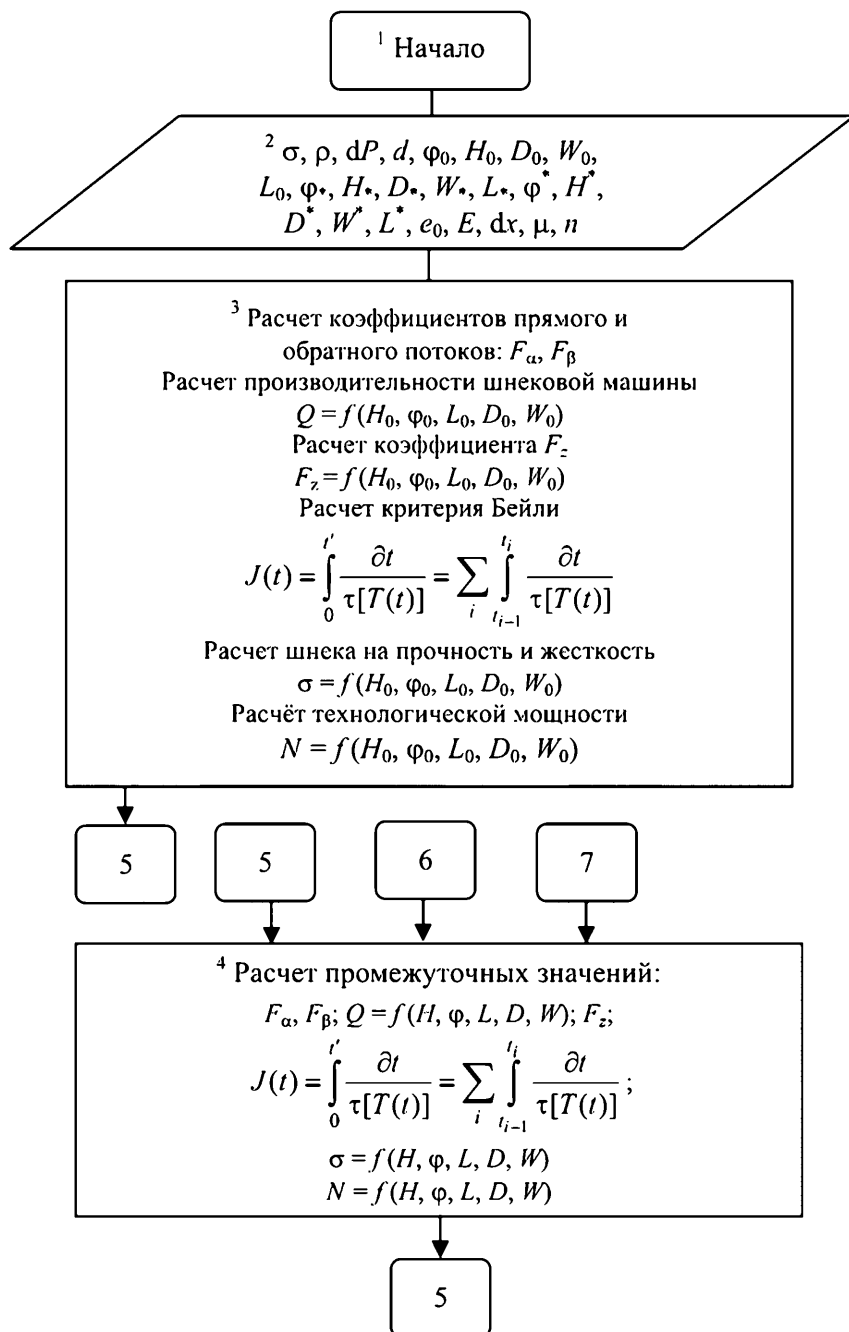


Рис. 3.41. Блок-схема алгоритма расчета оптимальных технологических параметров процесса и конструктивных размеров оборудования экструзии резиновых смесей

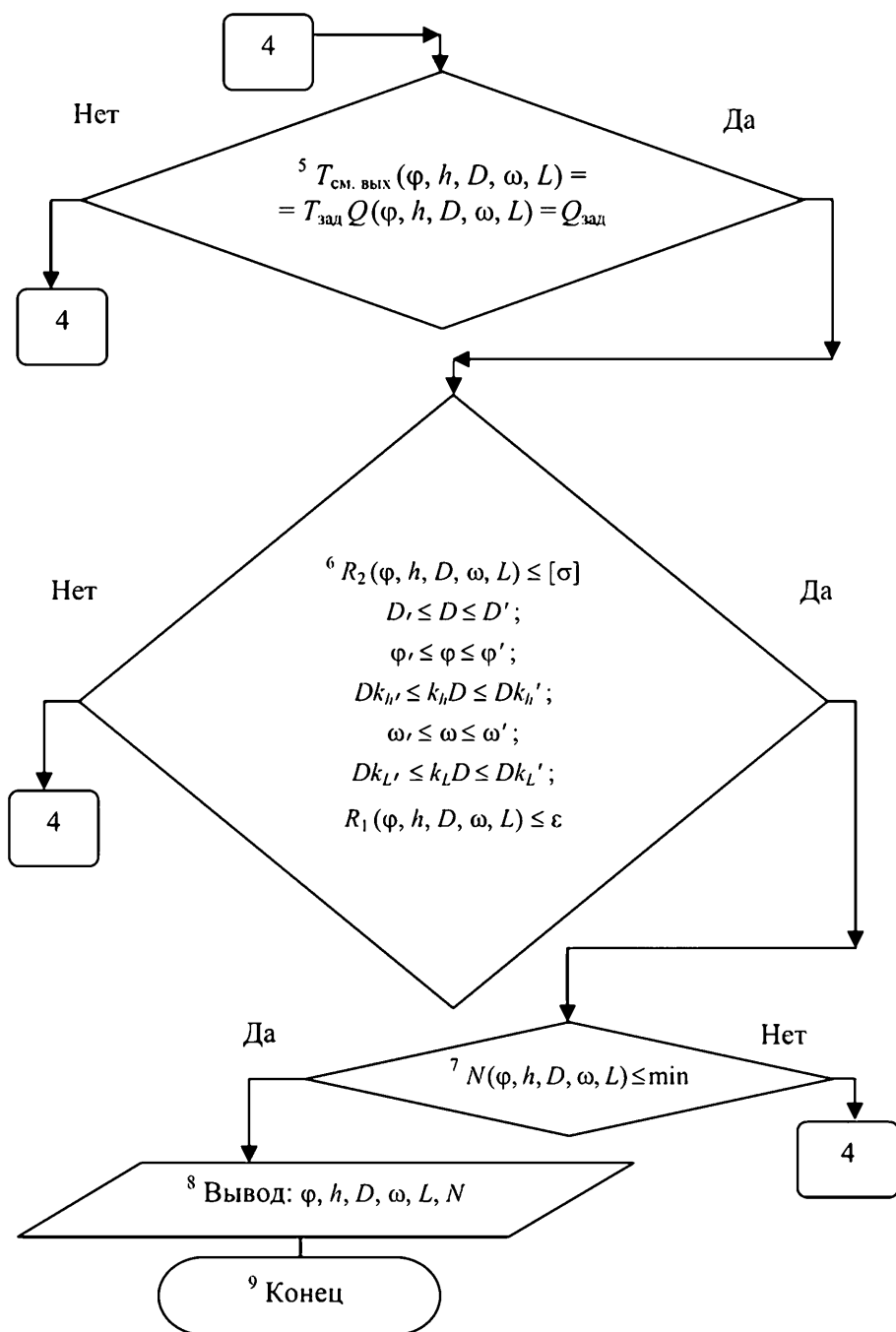


Рис. 3.41. Окончание

3.5.3. Методика инженерного расчета процесса и оборудования экструзии резиновых смесей

Предложена методика инженерного расчета оптимальных технологических и конструктивных параметров процесса экструзии и шнекового оборудования, которая включает в себя следующие этапы:

1. В качестве *исходных параметров*, необходимых для расчета должны быть заданы:

m_0 ; n – реологические константы перерабатываемого материала при температуре входа $T_{\text{см.вх}}$;

$\tau [T(t)]$ – кривая подвулканизации;

$x_{i*} \leq x_i \leq x_{i*}$ – границы изменения варьируемых параметров;

ΔP ; ΔT – перепад давления и температуры по длине шнека, соответственно;

Q – производительность шнековой машины;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение (допускаемый прогиб, коэффициент запаса по устойчивости);

ε – заданное значение критерия подвулканизации.

2. Постановка задачи расчета.

Вариант 1. Разработка производства РТИ экструзионным методом и проектирование нового оборудования.

Вариант 2. Модернизация существующего процесса и оборудования при производстве РТИ.

3. По математической модели [9] при условии минимизации технологической мощности и соответствующих исходных данных и ограничений (см. п. 3.5, (3.92) – (3.97) [2]) с помощью программного обеспечения (см. прил., программа 12) определяются:

Вариант 1. Оптимальные технологические (ω , M) и конструктивные (φ , h , D , L) параметры.

Вариант 2. Оптимальные технологические (ω , M) и конструктивные (φ , h) параметры.

В учебном пособии проведен расчет оптимальных технологических параметров процесса и конструктивных параметров оборудования на примере экструзии резиновой смеси марки НО–68–1.

1. *Исходные данные*: $c = 2100$ Дж/(кг·град); $\rho = 1200$ кг/м³; $\lambda = 0,22$ Вт/(м·град); $T_{\text{ш}} = 368$ К; $m_0 = 600$ кПа · сⁿ; $n = 0,3$ при $T_{\text{см.вх}} = 323$ К; $[\sigma] = 320$ МПа; $[\gamma] = 0,0005$ м.

Вариант 1. Проектирование нового оборудования.

Вариант 2. Усовершенствование существующего оборудования.

Вариант 1. Расчет технологических (ω , N) и конструктивных (ϕ , h , D , L) параметров. Результаты оптимизации см. п. 3.5 (рис. 3.37 – 3.40).

Вариант 2. Расчет технологических (ω , N) и конструктивного (h) параметров. Результаты оптимизации см. табл. 3.7.

Начальные значения и интервалы изменения варьируемых параметров: $h_0 = 0,003$ м; $\omega_0 = 0,2$ с⁻¹; $h = (0,002...0,006)$ мм; $\omega = (0,2...7,85)$ с⁻¹.

3.7. Результаты решения задачи оптимизации экструзионного оборудования по второму варианту

№ п/п	$Q \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	ΔP , МПа	$T_{\text{см.вых}}$, °C	JB , %	h^* , м	ω^* , с ⁻¹	N^* , кВт
1	0,2	5	100	0,5	0,0025	1,88	0,15
2	0,3	5	100	0,5	0,0029	3,12	0,25
3	0,4	5	100	0,5	0,0032	3,75	0,41
4	0,5	10	90	0,5	0,0035	5,02	0,52
5	0,6	10	90	0,5	0,0038	5,65	0,61
6	0,7	15	80	0,5	0,0041	6,91	0,82
7	0,8	15	80	0,5	0,0045	7,52	0,94

В случае если не будет найдено решение, то необходимо либо расширить границы изменения варьируемых параметров, либо изменить заданный технологический режим процесса.

4. ПЕРЕРАБОТКА ЛИСТОВЫХ, ПЛЕНОЧНЫХ, ЖИДКИХ И ПОРОШКООБРАЗНЫХ МАТЕРИАЛОВ

4.1. формовочные машины листовых и пленочных материалов

Методы формования листовых и пленочных материалов. Суть метода формования состоит в том, что плоская заготовка из термопластичного листа или пленки тем или иным способом нагревается до температуры, соответствующей высокоэластическому состоянию (при переработке аморфных термопластов) или до температуры начала плавления кристаллов (для термопластов с различной степенью кристалличности) и формируется в изделие под действием разности давлений над свободной поверхностью подвижно или неподвижно закрепленной по контуру в зажимном устройстве заготовки и в полости, образованной заготовкой и оформляющей поверхностью формующего инструмента. При оформлении изделия происходит вытяжка термопласта. Чтобы зафиксировать конфигурацию отформованного изделия, его охлаждают, снижая температуру термопласта ниже точки стеклования или начала плавления кристаллов.

Перепад давлений может быть создан различными способами: вакуумированием полости между оформляющей поверхностью формующего инструмента и заготовкой (вакуум-формование); созданием избыточного пневматического (пневмоформование), парового (паровоздушное формование) или гидравлического (гидроформование) давления на поверхность заготовки; давлением на заготовку специальных механических пуансонов (механическое формование). Наибольшее распространение в промышленности получили методы вакуум-, пневмо- и механического формования. Кроме того, в производстве часто используют различные комбинации силовых воздействий (пневмовакуум-формование, механопневмоформование и др.)

Разработано множество вариантов этих методов, каждый из которых позволяет проще, экономичнее и качественнее изготавливать конкретное изделие, полнее использовать возможности формующего оборудования. Разновидности методов формования можно разделять по следующим признакам: способу нагрева заготовки; виду устройства для зажима заготовки; виду формования; применяемому формующему инструменту [28, 34].

Нагрев заготовки осуществляется конвективным, теплорадиационным, контактным и смешанным способами. Воздушный конвектив-

ный нагрев дает наилучшие результаты с точки зрения равномерности температурного поля заготовки. Наиболее распространен теплорадиационный нагрев. В зависимости от толщины заготовок и желаемой производительности процесса он может быть одно- или двусторонним. По сравнению с конвективным теплорадиационный нагрев дает менее равномерное температурное поле, но имеет меньшую длительность цикла процесса формования. Контактный нагрев для переработки листовых термопластов применяется относительно редко. Смешанный нагрев представляет собой сочетание конвективного и теплорадиационного нагрева и обладает преимуществами обоих, хотя конструктивное решение оборудования в этом случае усложняется.

При формовании применяют два вида устройств для зажима заготовок: 1) обеспечивающий жесткое закрепление по периметру; 2) позволяющий заготовке в момент формования проскальзывать, вовлекая в процесс образования изделия материал, находившийся в начальный момент вне контура зажимного устройства. В зависимости от конструктивного оформления процесса зажимные устройства могут выполняться подвижными или стационарными.

Вне зависимости от способа создания формирующего перепада давлений формование листовых и пленочных материалов подразделяют на негативное, позитивное, свободное и негативно–позитивное. Негативное формование (формование в матрице) обеспечивает получение изделий, наружная поверхность которых воспроизводит форму и тиснение внутренней поверхности матрицы. При позитивном формовании (формование на пуансоне) внутренняя поверхность формируемого изделия повторяет форму и тиснение внешней поверхности пуансона. Свободное формование происходит без контакта материала заготовки с формирующим инструментом. Негативно–позитивное формование сочетает элементы формования как в матрице, так и на пуансоне. Возможен вариант сочетания свободного формования с негативным или позитивным.

Для получения наиболее качественных изделий при их формовании часто используют предварительную механическую или пневматическую вытяжку заготовки.

Классификация формовочных машин. Основным параметром формовочных машин принято считать максимальный размер их зажимных устройств и наибольшую глубину формования. Формовочные машины классифицируют следующим образом:

- по методу формования – вакуум-формовочные (для тонкостенных изделий с несложным рельефом поверхности), пневмоформовочные (для изделий из толстолистого материала и изделий со сложным рельефом поверхности), для механического формования (в крупносерийном производстве изделий простой формы) и для фор-

мования комбинированными методами (для всех разновидностей формованных изделий);

- по виду управления – с ручным управлением (для изготовления единичных образцов и мелких серий изделий), с полуавтоматическим управлением (для мелких и средних серий изделий, для изделий больших габаритных размеров или сложной формы, требующих ручного съема) и с автоматическим управлением (для крупных серий однотипных изделий);

- по назначению – универсальные (для производства широкого ассортимента изделий всевозможных габаритных размеров мелкими сериями), специализированные (для больших серий изделий узкой номенклатуры из определенного термопласта) и комбинированные (для больших и средних серий изделий, причем изменение номенклатуры требует существенной переналадки машины);

- по виду заготовок или организации питания – с использованием заготовок определенного размера (мерных заготовок), для формования рулонных материалов и питающихся непосредственно от каландра или экструдера;

- по числу позиций – однопозиционные (все операции, связанные с производством изделия, осуществляются на одной позиции), многопозиционные с позициями разного назначения (на каждой позиции происходят присущие только ей операции), многопозиционные с однородными позициями (одни и те же операции производятся одновременно на нескольких позициях).

Многопозиционные машины с позициями разного назначения, в свою очередь, подразделяются по траектории движения перерабатываемого материала на машины карусельного типа (для переработки листовых мерных заготовок, обычно при производстве крупногабаритных изделий), барабанного типа (для переработки пленочных или тонколистовых рулонных материалов); ленточного типа (для переработки тонколистовых рулонных материалов в изделия небольших и средних габаритных размеров).

По комплектации оборудования машины бывают самых различных конфигураций и могут включать следующие устройства: вырубные; сварочные; для заполнения отформованной тары; для формования крышек к формуемой таре; для закупорки отформованной и заполненной тары; для нанесения печати на изделия; для автоматической подачи и закрепления мерных заготовок; для съема, ориентации и упаковки готовых изделий и т.п.

Установки для механопневмоформования. Они предназначены для переработки практически всех видов листовых термопластов толщиной до 15 мм, позволяют совмещать в процессе формования ряд

механических и отделочных операций (отжим кромок, пробивку отверстий и сварку).

Показанная на рис. 4.1 установка состоит из трех основных частей: силового (формовочного) устройства на базе гидравлического пресса, нагревательного устройства и магазина-питателя.

В магазин-питатель загружают стопу предварительно нарезанных заготовок 13, а первую заготовку размещают на подвижном столе 9. Стол находится в исходном положении, т.е. одна его часть расположена в магазине-питателе, а вторая – в нагревательном устройстве. После включения установки стол 9 перемещается в направлении силового устройства, и заготовка оказывается в термокамере 8, в которой с помощью электронагревателей 11 начинается ее разогрев. Температура в камере контролируется специальной термопарой 10. В это же время механизм захвата листа с помощью пневмоцилиндра опускает вакуумные присоски 12 до уровня верхнего листа, лежащего в стопе заготовок. Присоски подхватывают лист и возвратным ходом поршня пневмоцилиндра поднимает его выше уровня поверхности стола 9 и удерживают заготовку в таком положении до возврата стола в магазин-питатель.

Первая заготовка в это время нагревается до высокоэластического состояния и стол 9 возвращается в исходное положение. Чтобы первая заготовка не перемещалась вместе со столом в магазин-питатель, она удерживается на месте специальным приспособлением, перемещаясь при этом на переднюю часть стола, расположенную ближе к силовому устройству. Как только стол вернулся в исходное положение, механизм захвата сбрасывает на него очередную заготовку.

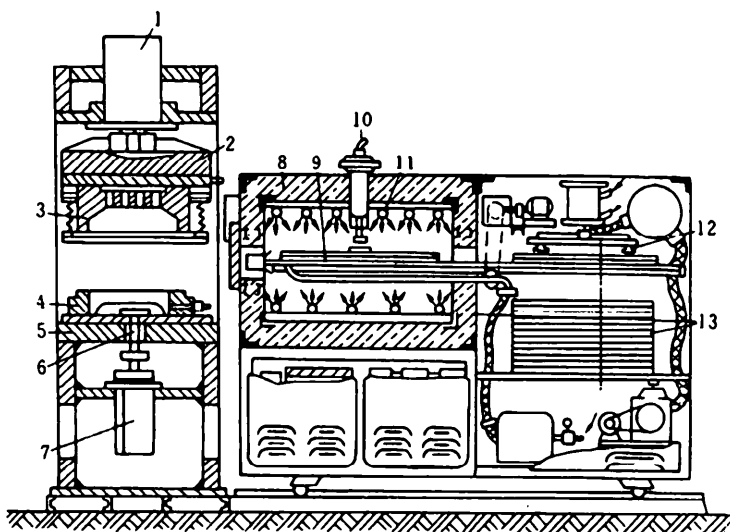


Рис. 4.1. Установки для механо-пневмоформования

Первая заготовка из нагревательного устройства перемещается в зону формующего инструмента 5 силового устройства. Там она снимается со стола с помощью либо вакуумной рамы, расположенной по контуру матрицы, либо рамы, снабженной специальными приколками, и оказывается уложенной на пневмокамеру 4, закрепленную на неподвижной нижней плите силового устройства. Гидроцилиндр 1 опускает верхнюю траверсу 2 с расположенной на ней матрицей 3, происходит закрепление заготовки с одновременной герметизацией внутренних полостей формы и осуществляется предварительная механическая вытяжка заготовки плунжером 6, приводимым в движение гидроцилиндром 7. Затем в пневмокамеру 6 подается сжатый воздух и происходит оформление изделия, после охлаждения которого форма размыкается, изделие удаляется, и на стол 9 подается очередная нагретая до температуры формования заготовка.

Перемещение стола осуществляется от привода, состоящего из пневмоцилиндра 1, рейки 2, входящей в зацепление с зубчатым колесом 3, на котором закреплен блок 4 (рис. 4.2). Поворачиваясь, блок тянет тросик 5, приводя в движение стол 6.

Установки механопневмоформования производят формование в полуавтоматическом режиме. Для обеспечения полностью автоматизированного цикла агрегат часто оборудуется устройством, производящим захват нагретой заготовки с «горячей» части стола (рис. 4.3). Заготовка 6 зажимается между неподвижным верхним зажимом 1 и нижним подвижным зажимом 2. Зажимы смыкаются вследствие давления штока 3 пневмоцилиндра 4 на коромысло нижнего зажима. Зажим поворачивается вокруг шарнира 5, и заготовка закрепляется.

Чтобы уложить заготовку на формующий инструмент, необходимо сдвинуть ее немного вперед с поддона 7. Это достигается движением вниз штока 8 пневмоцилиндра 9, неподвижно закрепленного на переднем торце нижнего стола пресса. Шток поворачивает относительно шарнира 10 коромысло 11, и установленное на нем зажимное устройство вместе с заготовкой отходит вправо. Затем пневмоцилиндр 4 освобождает заготовку.

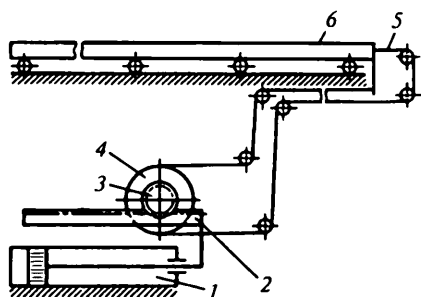


Рис. 4.2. Схема привода транспортирующего стола установок для механопневмоформования

Установки для механопневмоформования имеют несколько модификаций. Так, установки, работающие в линии с экструдером, не имеют подвижного стола и механизма захвата и подъема листов из стопы заготовок. Поступление заготовок в зону нагрева происходит с помощью подвижной каретки. Эта каретка снабжена обрубным устройством и специальными приколками, которые захватывают заготовку. Из зоны нагрева каретка с разогретой заготовкой поступает в зону формования. Там она сталкивает изделие, отформованное в предыдущем цикле, сбрасывает заготовку на пневмоформу и возвращается в исходное положение для принятия следующей заготовки.

Модифицированные установки рассчитаны на одновременное формование двух изделий (установки двухпоточного формования) и включают силовое устройство с двухэтажной формующей оснасткой и нагревательную камеру с двумя, расположенными один над другим подвижными столами или совмещенные в одном узле нагревательную камеру и магазин-питатель.

Пневмо- и вакуум-формовочные машины. Наиболее распространена классификация пневмо- и вакуум-формовочных машин по количеству позиций, поэтому именно она положена в основу описания конструкций этих машин. Позиционность машины определяется числом узлов (механизмов), на которых во время формования производится та или иная технологическая операция либо последовательно несколько операций. Так, в однопозиционных машинах все технологические операции осуществляются в одном и том же узле машины, в двухпозиционных – в одном узле может осуществляться закрепление и нагрев заготовки, а все остальные технологические операции – в другом узле и т.д.

В однопозиционной вакуум-формовочной машине с ручным управлением на станине 2 установлена матрица 1 (рис. 4.4). Над матрицей неподвижно смонтирована нижняя часть зажимной рамы 4, на которой с помощью верхней подвижной рамы 3 укрепляется листовая заготовка 5. Над заготовкой размещен нагреватель 6, положение которого регулируется по высоте. При установке заготовки и съеме готового изделия нагреватель отводится в сторону.

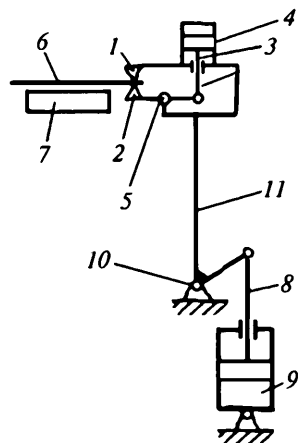


Рис. 4.3. Схема устройства для захвата заготовок, применяемого в установках для механопневмоформования

После разогрева заготовки осуществляется подъем матрицы, при этом ее верхняя кромка соприкасается с разогретым термопластом и матрица останавливается, после чего создается формующий перепад давлений. По окончании процесса оформления нагреватель отводится и начинается охлаждение готового изделия. Для обдува изделий, с целью ускорения процесса охлаждения, некоторые машины снабжены воздушными пистолетами. Затем матрица опускается вниз, готовое изделие извлекается из зажимной рамы, а на его место устанавливается новая заготовка.

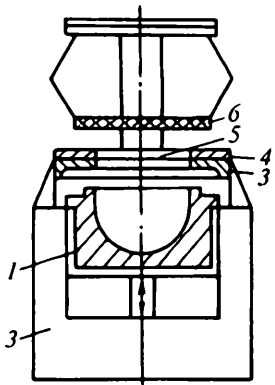


Рис. 4.4. Схема однопозиционной машины с ручным управлением

Однопозиционные машины выполняют чаще всего с ручным или полуавтоматическим управлением и формуют, как правило, листовые мерные заготовки. Однако иногда их комплектуют устройствами, позволяющими закреплять в них рулонный материал. Такие машины могут быть оборудованы нагревателями различного типа: инфракрасными или конвекционными с одно- или двусторонним обогревом. Часто однопозиционные машины предназначены для формования изделий средних и больших размеров. Чтобы иметь возможность легко изменять габаритные размеры изделий, формующих на одной и той же машине (без увеличения отходов), их снабжают набором различных зажимных устройств.

Двухпозиционная вакуум-формовочная машина с однородными позициями состоит из системы создания вакуума с ресивером 6, двух механизмов подъема стола 1, двух комплектов формующего инструмента 2, двух зажимных устройств 3 и одного нагревателя 5 (рис. 4.5).

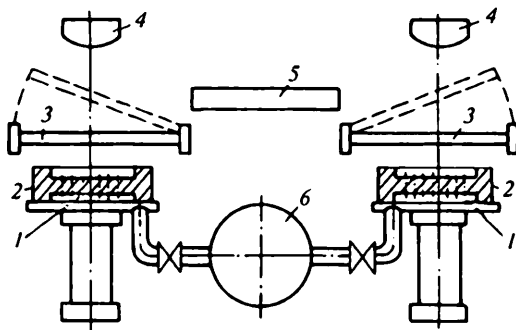


Рис. 4.5. Схема двухпозиционной вакуум-формовочной машины с однородными позициями

Некоторые машины снабжаются верхними пуансонами 4, предназначенными для предварительной механической вытяжки при негативном формовании. Большинство двухпозиционных машин работает в полуавтоматическом режиме.

Съем готового изделия, закладка заготовки на одной из позиций и ее перемещение и установка нагревателя осуществляются вручную. Формование, охлаждение и освобождение готового изделия происходят автоматически.

Разновидностью двухпозиционных машин с однородными позициями являются сдвоенные машины, которые имеют два нагревателя и две позиции формования. Однако вся машина обслуживается одной вакуум- или пневмосистемой, а также единой системой управления. Работа сдвоенных пневмо- или вакуум-формовочных машин построена таким образом, чтобы цикл формования на отдельных позициях был сдвинут, что позволяет экономичнее использовать привод машины и повысить производительность труда.

Многопозиционные машины с однородными позициями универсальны и применяются только для переработки толстого листового материала. Наиболее часто они предназначены для вакуумного или комбинированного формования, реже – для пневматического. Многопозиционные машины с позициями различного назначения получили большое распространение, что связано с более высокой их производительностью и с возможностью осуществления на них полуавтоматического и автоматического режимов работы.

Для переработки толстолистовых материалов наибольшее распространение получили карусельные машины. Простейшей машиной карусельного типа является двухпозиционная машина. На диаметрально противоположных сторонах вращающегося ротора закреплены две зажимные рамы. Пока на одной из позиций происходит формование изделия, его охлаждение, съем и укладка новой заготовки, на другой позиции происходит процесс нагрева листа.

Трехпозиционная машина состоит из ротора с укрепленными на нем тремя зажимными рамами, формирующей камеры, нагревателя и станины. На первой позиции термопластичная заготовка закладывается в зажимную раму и зажимается. Через определенный момент времени ротор поворачивается на 120° , и заготовка попадает на вторую позицию, в которой происходит ее разогрев. Затем ротор поворачивается еще на 120° , и нагретая заготовка переходит на третью позицию, где происходит формование и охлаждение изделия. При очередном повороте ротора отформованная заготовка снова поступает на первую позицию, оператор дает команду на снятие готового изделия и закладку новой заготовки. Как показывает опыт, разогрев заготовки идет примерно в 2–2,5 раза дольше, чем любого процесса, происходящего на остальных позициях.

В четырехпозиционных карусельных пневмовакуумформовочных машинах процесс разогрева происходит на двух позициях – предварительного и окончательного разогрева. Машины такого типа предназначены для формования крупногабаритных изделий из листовых заготовок толщиной 2...15 мм. Лист термопласта вручную закладывается в зажимную раму 5 и автоматически зажимается (рис. 4.6). На роторе машины закреплены четыре зажимные рамы. Поворот ротора осуществляется с помощью пневмоцилиндра 4. Ротор поворачивается на 90° и заготовка перемещается с позиции загрузки на позицию подогрева, а на загрузку подается следующая рама. В позиции подогрева установлены нагреватели 3, которые обычно обеспечивают двусторонний нагрев заготовки. Следующим движением ротора заготовка перемещается в позицию окончательного нагрева 2.

Окончательно нагретый термопласт после очередного поворота ротора поступает на формование. На позиции формования у вакуумформовочных машин находится пневмокамера, в которой размещен формирующий инструмент, укрепленный на подвижном столе. В пневмоформовочных машинах позиция формования оборудована прессом / челюстного типа, обеспечивающим смыкание пневмокамеры и вырубку отформованного изделия.

Все машины карусельного типа работают в полуавтоматическом режиме и для работы с рулонными материалами не приспособлены. По назначению их можно отнести к машинам комбинированного типа: замена номенклатуры формующих изделий на этих машинах возможна в довольно широких пределах, но при переходе с одного изделия на другое требуется существенная переналадка.

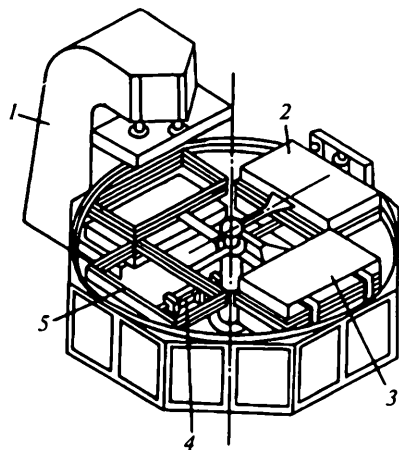


Рис. 4.6. Схема четырехпозиционной пневмоформовочной машины

Многопозиционные машины ленточного типа предназначены для формования изделий из рулонных материалов. На рисунке 4.7 приведена схема такой машины с горизонтальным формующим механизмом, предназначенная для работы в автоматическом цикле.

С механизма размотки 1 лента термопласта попадает в зону нагрева 2, останавливается и находится там в течение определенного времени. Затем с помощью шагового устройства протяжки 5 нагретый участок ленты попадает в механизм формования 3, в котором происходит оформление (чаще всего в многогнездной форме) и охлаждение изделий. После окончания процесса формования матрица и пуансон разводятся с помощью пневмоцилиндров, а участок ленты вместе с отформованными в нем изделиями (чаще всего мелкой тарой) подается на позицию заполнения жидким или сыпучим продуктом из дозатора 4. Следующим ходом механизма протяжки заполненная тара попадает в механизм сварки 6, где к ней в качестве крышки приваривается слой фольги, дублированной полимерной пленкой, поступающей с механизма 1 для размотки. Как правило, в этих узлах используется термоимпульсный метод сварки. На следующей за механизмом сварки позиции 7 происходит вырубка готовых упаковок, которые попадают на ленту конвейера 8 и оттуда в приемный бункер, а перфорированная лента термопласта сматывается в рулон механизмом намотки отходов 9.

Иногда укупорка мелкой тары производится не заваркой фольгой, а с помощью формованных крышек. В этом случае автомат, подобный рассмотренному выше, дополнительно комплектуется механизмом формования крышек. Машины ленточного типа работают в автоматическом режиме с высокой производительностью. В последнее время выпускаются машины для формования изделий средней и крупногабаритной тары.

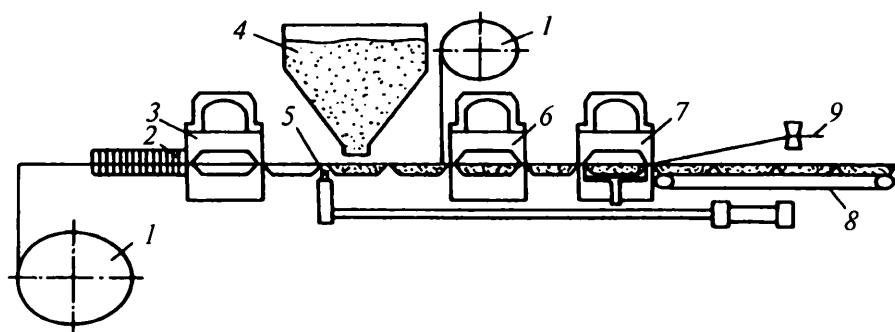


Рис. 4.7. Схема многопозиционной машины ленточного типа

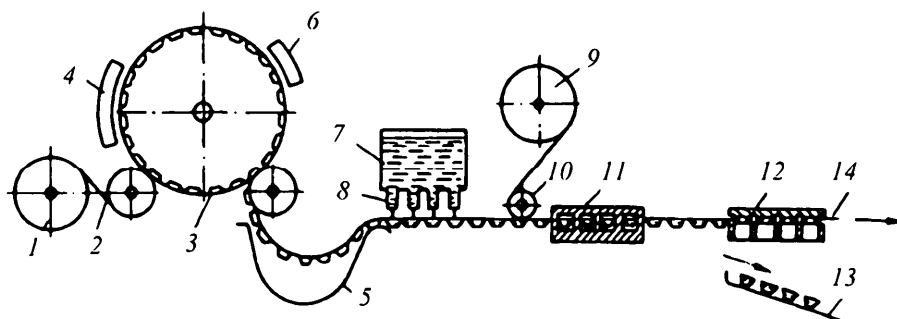


Рис. 4.8. Схема многопозиционной машины с узлом формования ротационного типа

Следует отметить, что для формования мелкой тары с последующим заполнением и закупориванием применяют агрегаты с непрерывным движением формуемой ленты (рис. 4.8). Он состоит из механизма размотки 1, ленты термопласта 2, вращающегося ротора с формующими гнездами 3, нагревателя 4, охлаждающего 5 и направляющего устройств 6, дозатора 7 с управляемыми клапанами 8, механизма 9 для размотки фольги, прижимного ролика 10, сваривающего 11 и вырубного 12 устройств, направляющего лотка (или конвейера) 13 и устройства для сбора остатков ленты 14.

Для получения рельефного рисунка или тиснения на термопластичных пленках используются специальные машины барабанного типа (рис. 4.9). Сматываемая с рулона 1 пленка через систему направляющих валков 2 попадает на формовочный барабан 5, проходит под нагревателем 3, и формируется на тканой подложке 4 как на форме и, пройдя систему направляющих роликов 6 и охлаждающий барабан 8, сматывается в рулон 7. В качестве тканой подложки используют тюль или полотно с вышивкой гладью или ришелье.

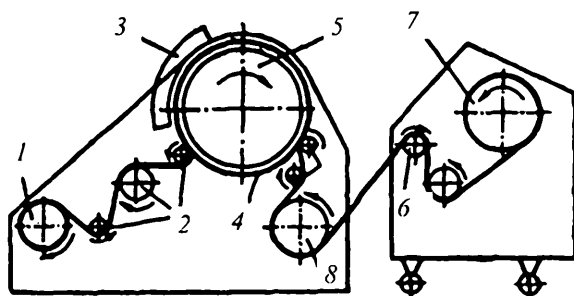


Рис. 4.9. Схема барабанной машины для тиснения рисунка на полимерной пленке

Производство вакуум- и пневмоформовочных машин в России началось лишь в 90-х годах XX века. Это связано с тем, что в соответствии со специализацией СЭВ подобные машины производились в Венгрии. В СССР в институте УКРНИИпластмаш в 60-х годах был разработан ряд формовочных машин. Все они были изготовлены в одном-двух экземплярах и установлены на различных заводах по переработке пластмасс. Несмотря на то что многие машины этого ряда зарекомендовали себя положительно, серийно они не выпускались. Исключение составили лишь установки для механо-пневмоформования, разработанные и изготовленные в ООКБ под руководством К.Н. Стрельцова [36, 74]. Эти установки совершенствовались и выпускались в течение почти

30 лет. Кроме того, на базе разработок ООКБ Оренбургский завод прессов в 70-х годах освоил выпуск установок для механо-пневмоформования модели ДБ2430Д на базе гидравлического пресса с номинальной силой 1000 кН.

В связи с большой потребностью в полимерной упаковке в середине 90-х годов резко увеличивается спрос на машины для пневмо- и вакуумного формования. Это стимулировало переориентацию некоторых отечественных машиностроительных предприятий на выпуск соответствующего оборудования.

В настоящее время основными производителями этого оборудования и формующего инструмента являются следующие фирмы России и СНГ: ОКБ «Формопласт» (г. Санкт-Петербург), «Полиформ» (г. Санкт-Петербург), «Ликом-2000» (г. Киев), «Формопак» (г. Харьков) и др. Однако эти машины не всегда могут конкурировать с такими известными во всем мире производителями формовочного оборудования как фирмы Иллиг и Кифель (Германия), Грайнер Ферпакунг (Австрия), Риго групп и Кеннон (Италия) [75, 76].

Так, скоростной пневмоформовочный автомат фирмы Иллиг RDM 54 K, получающий рулонный материал методом экструзии, предназначен для производства стаканчиков, емкостей и других подобных изделий. В нем используется формующий инструмент, совмещенный с вырубным устройством. Автомат снабжен:

- устройством для установки и автоматической размотки рулонного материала, которое имеет тормоз с регулируемой тормозной силой для остановки рулона во время периодических остановок при протяжке пленки;
- вальками предварительного прогрева в энергосберегающем исполнении благодаря комбинации контактного и конвекционного нагрева в изолированном нагревательном шкафу для предотвращения тепловых потерь;

- устройством ввода предварительно прогретой пленки;
- пленочным конвейером с приводом от сервомотора;
- упрочненными поддерживающими планками для пленочного конвейера;
- устройством централизованного выставления ширины для пленочного конвейера;
- планкой охлаждения для пленочного конвейера с водяным охлаждением;
- автоматическим разглаживающим устройством для пленочного конвейера с пневмоприводом;
- нижним нагревом с регулированием температуры общего поля;
- верхним нагревом с регулированием температуры нагрева по продольным рядам;
- керамическими инфракрасными высокотемпературными нагревателями;
- устройствами контроля за провисанием ленты;
- пневматическим подводом нагревателей;
- моторизованным изменением глубины реза с указателем положения на мониторе;
- воздушным ресивером с устройством задания давления формования;
- пневматическим управляющим приспособлением для прижима в области ранта, с цифровым заданием давления прижима;
- приводом для станции формования;
- автоматической системой централизованной смазки с электрически насосом;
- виброгасительными опорами под основанием машины;
- стартовой автоматикой;
- устройством температурного регулирования верхнего и нижнего инструмента, включая устройство режима «стенд бай»;
- безрезьбовым подсоединением воздуха формования и охлаждения на верхнем и нижнем столах;
- трубопроводами охлаждения с системой защиты от образования конденсата;
- устройством отображения температуры обратной магистрали охлаждения, с возможностью предельных значений на мониторе;
- программируемым микропроцессорным управлением с цифровым кулачковым контроллером;
- цветным монитором, вмонтированным в поворотный пульт управления, с возможностью записи программируемых параметров на 3,5" дискету и подключением для принтера (параллельный порт);

- диагностической поддержкой;
- шкафом управления;
- штабелирующим, счетным и выводящим устройством;
- мельницей для измельчения решетчатой ленты отходов;
- пневмоконвейером для отбора раздробленных отходов ленты;
- холодильным агрегатом.

Основные технические данные автомата RDM 54 К:

Максимальная площадь формования при глубине,

мм×мм:

до 125 мм	520 × 300
от 126 до 150 мм	520 × 260
Минимальная площадь формования, мм	220 × 140
Максимальная негативная глубина формования стандарт/особая, мм	125/150
Максимальная позитивная глубина формования, мм	15
Максимальная ширина пленки (без учета разводки транспортера), мм	545
Скорость работы на холостом ходу, циклов/мин	40

4.2. Оборудование для ротационного и центробежного формования

Методы формования жидких и порошкообразных материалов. Ротационное и центробежное формование заключается в получении изделий из пластмасс во вращающихся формах. В качестве исходного полимерного материала используют твердые вещества разного дисперсного состава (гранулы, порошки) и жидкие различной вязкости. При кажущейся схожести процессов эти два метода имеют существенные отличия. При центробежном формовании распределение вещества по поверхности вращающейся формы происходит за счет центробежных сил, и центробежные силы влияют на структуру образующихся полимеров. При ротационном формовании центробежные силы невелики и распределение полимера на поверхности формы происходит за счет других физических процессов. При этом вращение формы может быть вокруг как одной оси, так и двух. Во время вращения форма погружается в «болото», из которого постепенно как бы вычерпывается вещество независимо от того, является оно твердым или жидким.

В качестве примера возьмем два разных исходных вещества, которые используются в процессе ротационного формования:

- 1) порошок полиэтилена с частицами размером около 0,5 мм;

2) расплав капролактама, полимеризующийся по анионному механизму и имеющий начальную вязкость, близкую к вязкости воды.

В первом случае в закрытую полую холодную форму засыпается порошок полиэтилена, форма приводится во вращение и помещается в камеру нагрева. Форма нагревается и происходит плавление частиц полиэтилена, которые находятся на стенке формы. Расплавленный полимер налипает на поверхности формы. Поскольку вязкость расплавленного полимера чрезвычайно высокая, он не стекает под воздействием сил гравитации в «болото». Постепенно расплавляясь весь порошок налипает на поверхности формы. Важное значение имеет распределение температуры по поверхности формы. Наиболее сильно нагретые участки формы быстрее «забирают» полиэтилен, и в этом месте образуется более толстая стенка изделия. При равномерном нагреве формы толщина стенки изделия получается одинаковой [77].

Во втором случае горячий расплав капролактама с активными добавками заливается в предварительно нагретую форму и процесс полимеризации капролактама протекает уже во вращающейся форме. В процессе нарастания вязкости образующегося полимера происходит его налипание на поверхности формы и постепенно весь образующийся полимер распределяется по поверхности формы. Налипание и распределение образующегося полимера по поверхности формы становится возможным, когда сила адгезии вязкого полимера будет больше силы гравитации.

Выбор частоты вращения формы необходимо согласовывать со скоростью нарастания вязкости. Если скорость полимеризации, а следовательно, скорость нарастания вязкости велики, то при низких частотах вращения весь полимер не сумеет из «болота» равномерно распределиться по поверхности формы. Как правило, частота вращения форм при использовании жидких компонентов в 1,5 – 2 раза выше, чем при формовании изделий из твердых веществ. Этим методом формования получают изделия и на основе полиэфирных и эпоксидных смол [78]. Принципиальная схема ротационного формования показана на рис. 4.10.

Центробежное формование – метод изготовления изделий в виде тел вращения под действием центробежных сил. Этот метод применяется преимущественно для производства труб, втулок, подшипников скольжения, зубчатых колес и различных заготовок из термопластов и термореактивных смол, в том числе наполненных стекловолокном [78]. Центробежное формование – длительный, периодический процесс, который применяется обычно в тех случаях, когда изделие необходимых размеров и качества не может быть изготовлено другим методом.

При производстве изделий засыпка или заливка жидких компонентов производится во вращающуюся форму и за счет центро-

бежных сил происходит равномерное распределение полимерного материала (жидких компонентов) по внутренней поверхности формы.

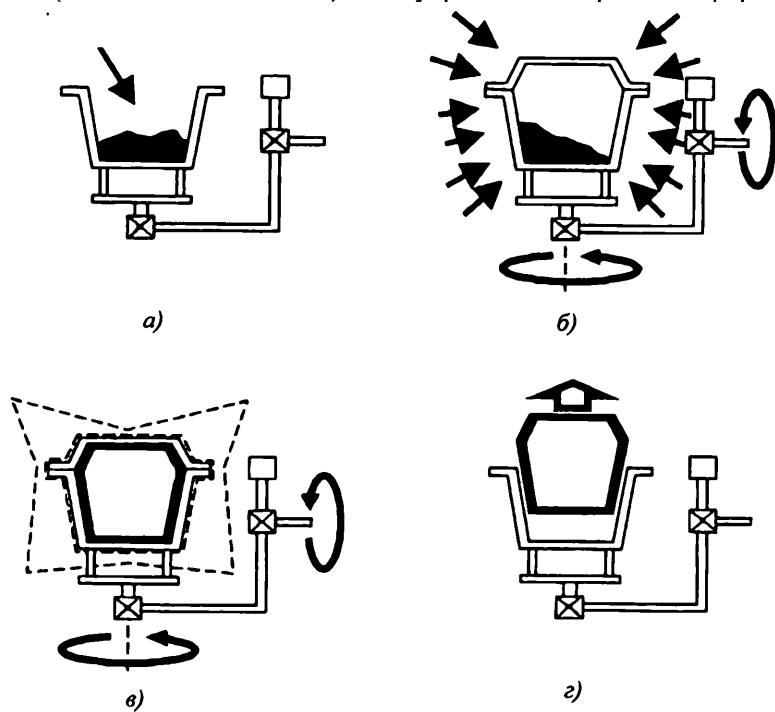


Рис. 4.10. Схема ротационного формования:
 а – загрузка; б – нагрев; в – охлаждение; г – извлечение

За счет подвода теплоты через стенку формы происходит спекание (полимеризация) полимерных материалов. В случае использования термопластов в виде гранул или порошка, плавление полимера и его гомогенизация осуществляются во вращающейся обогреваемой форме, на что требуется дополнительное время. Кроме того, при использовании гранулированного сырья очень трудно получить изделие с толщиной стенки более 4 мм, не содержащего газовых включений. Центробежные силы могут существенно влиять на структуру образующегося полимера: структура полимера получается более равномерной. Частота вращения формы будет определяться наружным диаметром изделия и толщиной стенки. Ось вращения может быть расположена как в горизонтальном направлении (при получении трубы), так и вертикальном (при производстве шкивов, зубчатых колес).

Машины для ротационного и центробежного формования. Конструктивное оформление машин для ротационного формования, определяемое необходимостью вращения формы вокруг одной или двух осей, нагрева и охлаждения, разными фирмами выполняется по-разному [79].

Вращение форм от двигателей может быть клиноременным, цепным и фрикционным, при этом изменение частоты вращения формы может осуществляться либо через систему шкивов и зубчатых колес, либо с помощью вариаторов электродвигателя.

При производстве изделий используется прямой нагрев форм с помощью газовых горелок или через конвекцию горячего воздуха. Во втором случае нагрев воздуха происходит в камере, в которой в качестве источника теплоты используется либо горение газа (жидкого топлива), либо электрическая энергия. При выборе конструкции камер горения и подачи горячего воздуха, а также камеры нагрева форм предпочтение отдается той, в которой достигается быстрый нагрев форм и наименьший расход топлива. Отходящие газообразные продукты горения имеют высокую температуру и часто используются в теплообменниках для рекуперации теплоты и его последующего использования на производстве.

Охлаждение изделий может быть либо естественным, либо принудительным. Для принудительного охлаждения используют воздушные вентиляторы, водяные форсунки или их комбинацию. Для того чтобы теплота и водяной пар от охлаждающихся форм не поступали в помещение, охлаждение форм производится в закрытых камерах, снабженных системой отвода теплоты и образующихся водяных паров.

Аппаратурное оформление ротационного формования может быть самым разнообразным, в зависимости от типа изделия, объемов производства и т.д. Машины для ротационного формования выпускаются несколькими фирмами: Ferry Industries Inc. (США), STP Equipment (Канада), Alan Yorke Engineering Ltd. (Великобритания), Ernst Reinhardt GmbH (Германия), Polivinil S.p.a. and Cassia S.p.a. (Италия) и др. [80]. В наиболее часто используемой машине карусельного типа с независимыми «руками», на которых крепятся формы, на первой позиции происходит подготовка формы и загрузка исходного материала. В камере нагрева осуществляется формование изделия и его выдержка, после чего форма, пройдя промежуточную позицию, поступает в камеру на охлаждение. Машины с независимыми «руками», смонтированными на тележках, позволяют получать изделия разные по габаритным размерам и толщине стенки. Управление «руками» производится вариаторами, позволяющими выполнять реверсивное вращение «рук» с переменной скоростью и их маятниковое движение. Предусмотрена возможность подачи сжатого воздуха или инертного газа в форму через валы «руки».

Для получения длинномерных изделий, когда длина изделия существенно больше ширины, например, лодок, используют машины типа «*gok & roll*». В таких машинах одна из осей совершает колебательное движение, а вторая – вращательное.

Главными направлениями совершенствования ротационных машин является повышение их производительности и уровня автоматизации. При этом решается проблема автоматической подачи порошкообразных полимеров в форму, раскрытие формы и извлечение изделий [80, 81].

Машины (линии) для центробежного формования изделий из пластмасс машиностроительными фирмами не производятся, и их, как правило, проектируют и изготавливают по заказу.

Проектирование изделий и форм для ротационного формования базируется на основе рекомендаций, изложенных в [78]. Форма для ротационного формования (рис. 4.11) состоит из следующих основных элементов: полости, рамы (каркаса) 1, монтажной плиты и запирающих механизмов. Кроме того, она может иметь опорные пружины, подъемные кольца, вентиляционные трубы, зажимы для закладных деталей.

Формы изготавливают из металла литьем, механической обработкой, гальваническим методом и напылением. Выбор способа изготовления и материала формы определяется многими факторами. Формы, полученные методом литья из алюминия, несмотря на их высокую стоимость, позволяют получать сложные изделия высокого качества. Стальные формы, изготовленные сваркой из листа, являются наиболее распространенными вследствие низкой стоимости и возможности изготовления изделий больших размеров

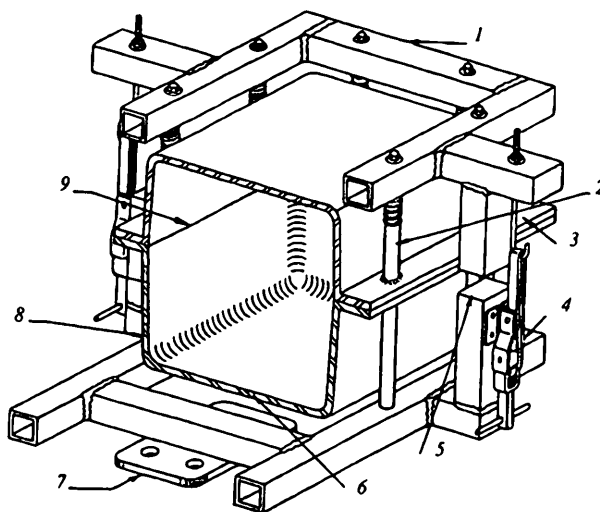


Рис. 4.11. Схема формы для ротационного формования:

- 1 – рама; 2 – пружина или узел крепления; 3 – фланец полуформ;
- 4 – замок; 5 – упор для разъема полуформ; 6 – нижняя полуформа;
- 7 – крепежная плита; 8 – стенка формы; 9 – плоскость разъема

4.3. Расчет пневмовакуум–формовочных машин [82]

Пневмовакуум–формовочные машины, как правило, предназначены для изготовления штучной продукции, причем процесс является циклическим. Продолжительность цикла характеризуется закономерным повторением затрат времени, необходимого для обеспечения нормального функционирования исполнительных органов машины.

При расчете таких машин обычно различают три основных цикла: технологический, энергетический и рабочий; продолжительность циклов соответственно T_t , T_z , T_p .

Технологический цикл характеризуется временем, в течение которого заготовка, находясь на пневмовакуум–формовочной машине, оформляется в готовое изделие. Продолжительность технологического цикла

$$T_t = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 + n\tau_6 + \tau_7,$$

где длительность операций: τ_1 – загрузки и фиксации заготовки; τ_2 – нагрева; τ_3 – формования; τ_4 – охлаждения; τ_5 – механической обработки (если она выполняется на формовочной машине); τ_6 – перемещения материалов; τ_7 – разгрузки; n – число позиций для карусельных машин).

Естественно, что вид последней формулы зависит от принятого метода формования. При формовании с предварительной механической или пневматической вытяжкой время формования

$$\tau_3 = \tau'_3 + \tau''_3 + \tau'''_3;$$

здесь τ'_3 , τ''_3 , τ'''_3 – время соответственно предварительного раздува, механической вытяжки и вакуумного формования.

При работе на однопозиционной машине с передвижным нагревательным устройством время τ_6 , затрачиваемое на перемещение материала, нужно заменить на время, необходимое для перемещения нагревателя.

Рабочий цикл – это интервал времени между двумя последовательными выдачами единицы или порции продукции с машины.

Для однопозиционной машины

$$T_p = T_t = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_7$$

Для многопозиционных машин отдельные операции технологического цикла нужно так сгруппировать, чтобы на их осуществление расходовалось одинаковое время.

Продолжительность рабочего цикла:

– двухпозиционной машины

$$T_p = \tau_1 + \tau_2 + \tau_6 = \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 + \tau_6 + \tau_7;$$

– трехпозиционной машины

$$T_p = \tau_7 + \tau_1 + \tau_6 = \tau_2 + \tau_6 = \tau_3 + \tau_4 + \tau_6 ;$$

– четырехпозиционной машины (в случае, если на четвертой позиции происходит обработка изделия)

$$T_p = \tau_7 + \tau_1 + \tau_6 = \tau_2 + \tau_6 = \tau_3 + \tau_4 + \tau_6 = \tau_5 + \tau_6 .$$

Энергетический цикл – это интервал времени между последовательно повторяющимися значениями энергетических затрат. Степень неравномерности затрат и продолжительность энергетического цикла зависят от того, работают ли нагреватели и двигатели периодически или непрерывно. Нагреватели многопозиционных машин работают непрерывно. Режим работы двигателей вакуум-насоса и компрессора зависит от соответствия производительности насоса и компрессора размерам ресиверов, количеству потребляемого сжатого воздуха, а также вакуумируемому объему и степени разрежения.

Если производительность вакуумного насоса или компрессора незначительно превышает потребление, а продолжительность цикла невелика, то предусматривать циклические остановки насоса и компрессора не следует.

Штучную производительность пневмовакuum-формовочной машины можно определить по формуле

$$П = m \frac{3600}{T_p} ,$$

где $П$ – часовая производительность в штуках; m – гнездность формы; T_p – продолжительность рабочего цикла, с.

При переработке листовых материалов значительная часть листа идет в отходы, которые хотя и используются для вторичной переработки, но тем не менее увеличивают стоимость изделия. Поэтому одной из характеристик, определяющих рациональность конструкций изделия, формы и зажимного устройства, а также раскроя листа, является коэффициент использования материала

$$k = \frac{M_{\text{и}}}{M_3} ,$$

где $M_{\text{и}}$ – масса изделия; M_3 – масса заготовки.

При периодическом процессе вакуумного формования целесообразно подобрать вакуум-насос такой производительности, чтобы, работая непрерывно, он в период вспомогательных операций работал на ресивер, а в конце вакуумного формования, отключаясь от ресивера,

отсасывал воздух из формы. В таком случае часовая производительность насоса должна быть лишь несколько больше объема воздуха в форме, умноженного на число циклов в час.

Для расчета объема ресивера $V_{\text{рес}}$ можно с достаточной точностью пользоваться формулой

$$V_{\text{рес}} = K V_{\text{н}};$$

здесь K – коэффициент, значения которого рекомендуется выбирать в пределах 6...8; $V_{\text{н}}$ – объем формы или изделия, л.

Теоретическое значение мощности N (кВт), затрачиваемой на удаление воздуха из формы, можно определить по формуле

$$N = \frac{10 V_{\text{н}} \left[p_1 - 2,303(p_1 - K p_0) \lg \frac{1+K}{K} \right]}{102 T_{\text{р}} \eta},$$

где p_1 – атмосферное давление кгс/см²; p_0 – остаточное давление в ресивере до начала формования, кгс/см²; $T_{\text{р}}$ – время одного цикла, с; η – механический КПД вакуум-насоса и его привода.

Если принять в этой формуле $p_1 = 1$, $p_0 = 0$, $K = 6$, а $\eta = 0,75$, то, выполнив соответствующие преобразования, получим приближенную формулу

$$N = 11,3 \frac{V_{\text{н}}}{T_{\text{р}}}.$$

Перед началом процесса формования нагретый лист должен быть прижат к форме с усилием, достаточным для создания герметичности и удержания кромки листа в период вытяжки.

Необходимое усилие зажима Q листа (рис. 4.12) прямо пропорционально напряжению в листе σ , возникающему в процессе формования, толщине листа δ , внутреннему периметру зажимной рамки ω и обратно пропорционально коэффициенту трения f листа о форму:

$$Q \geq \frac{\sigma \delta \omega}{f}.$$

Ширина зажима

$$l = \frac{Q}{q \omega},$$

где удельное давление зажима q должно быть меньше предела текучести материала при температуре формования.

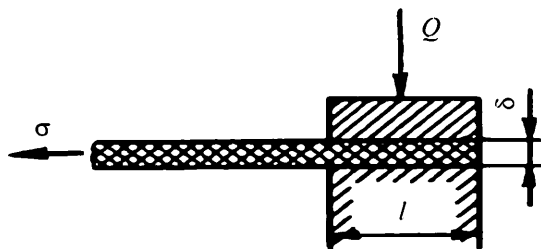


Рис. 4.12. Схема зажима листа

Расход сжатого воздуха. Машины для пневматического и вакуумного формования могут потреблять сжатый воздух, как от цеховой магистрали, так и от индивидуального компрессора. Обычно применяют сжатый воздух давлением $5 \dots 7 \text{ кгс/см}^2$. Полный объем сжатого воздуха

$$V = V_n + V_p + V_o,$$

где V_n – объем сжатого воздуха (л) идущего на пневмопривод подвижных частей (перемещение форм, подъем и запираание рамки, перемещение пуансона и т.д.); V_p – объем сжатого воздуха, идущего на формование изделия или предварительный раздув заготовки; V_o – объем воздуха, затрачиваемого на отрыв изделия от формы.

Количество воздуха, идущего на пневматическое формование, соответствует объему формы и воздушного колпака над листом. Объем воздуха на предварительный раздув листа можно приблизительно определить по формуле $V_p = (2,0 \dots 2,5) V_n$.

Сравнивая методы переработки листовых термопластов с другими методами переработки полимеров в изделия (прежде всего с литьем под давлением), следует иметь в виду, что каждый из этих методов имеет свои достоинства, недостатки и области преимущественного применения.

Методом вакуумного и пневматического формования можно получать легкие, тонкостенные изделия, толщина стенок которых лимитируется способностью материала к двухосной вытяжке в нагретом состоянии. В этом отношении вакуумное и пневматическое формование коренным образом отличаются от литья под давлением тонкостенных изделий, при котором расплавленный материал, протекая под давлением между холодными стенками формы, быстро затвердевает; последнее ограничивает возможность получения тонкостенных изделий. Поэтому при вакуумном и пневматическом формовании можно получать изделия со значительно меньшей толщиной стенки, чем при литье под давлением.

Пневмовакуум–формовочные машины дешевле и легче, чем литьевые машины для производства аналогичных изделий. В то же время следует отметить, что литье под давлением позволяет изготавливать изделия более сложной формы, с более точными размерами. При пневмовакуумном формовании в изделиях обычно возникают значительные внутренние напряжения; кроме того, возможна разнотолщинность изделий (утонение материала в местах наибольшей вытяжки).

Целлулоид, органическое стекло и некоторые другие листовые полимеры являются легкогорючими материалами, поэтому конструкция пневмовакуум–формовочных машин должна соответствовать общим требованиям системы противопожарной безопасности предприятий химической промышленности. Пневматические системы должны соответствовать требованиям к аппаратуре, работающей под давлением. Машина должна быть заземлена.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии показаны современные методики расчета и конструирования оборудования для переработки полимерных материалов. Решены вопросы расчета на прочность и жесткость основных тяжело нагруженных деталей; определены их геометрические параметры при условии минимизации массы конструкции прессового, литьевого, валкового, смесительного и экструзионного оборудования.

Предложены современные алгоритмы оптимизации и методики расчета основных технологических и конструктивных параметров оборудования для переработки полимерных материалов при условии минимизации его массы и энергопотребления. Разработанное программное обеспечение для расчета нового и модернизации существующего прессового, литьевого, валкового, смесительного и экструзионного оборудования позволяют автоматизировать проектирование и сократить его время.

Пособие способствует более глубокому изучению изложенного материала студентами старших курсов и магистрантами при выполнении курсовых, дипломных проектов, магистерских диссертаций и для инженеров, занимающихся расчетом и проектированием оборудования для переработки полимерных материалов.

Пособие рекомендовано к использованию в учебном процессе по направлениям подготовки бакалавров и магистров «Химическая технология», профиль «Технология и переработка полимеров»; «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», профиль «Машины и аппараты химических производств»; «Технологические машины и оборудование», профиль «Химическое машино- и аппаратостроение»; «Технология полиграфического и упаковочного производства», профиль «Технология и дизайн упаковочного производства», а также по специальности «Технология и дизайн упаковочного производства».

ИСПОЛЬЗУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Машиностроение: Энциклопедия : в 40 т. Раздел IV. Расчет и конструирование машин. Т. IV–12. Машины и аппараты химических и нефтеперерабатывающих производств / отв. ред. д-р техн. наук М.М. Фирсов. – М. : Машиностроение, 2004. – 829 с.
2. Басов, Н.И. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, В.А. Любартович. – М. : Химия, 1986. – 488 с.
3. Альбом технологических схем основных производств резиновой промышленности / А.А. Мухутдинов и др. – М. : Химия, 1980. – 72 с.
4. Рагулин, В.В. Технология шинного производства / В.В. Рагулин. – М. : Химия, 1970. – 400 с.
5. Завгородний, В.К. Механизация и автоматизация переработки пластических масс / В.К. Завгородний. – М. : Машиностроение, 1970. – 596 с.
6. Завгородний, В.К. Литьевые машины для термопластов и реактопластов / В.К. Завгородний, Э.Л. Калинин, Е.И. Марам. – М. : Машиностроение, 1968. – 372 с.
7. Гурвич, С.Г. Расчет и конструирование машин для переработки пластических материалов / С.Г. Гурвич, Г.А. Ильяшенко, Ш.Е. Мочман. – М. : Машиностроение, 1970. – 295 с.
8. Техника переработки пластмасс / под ред. Н.И. Басова, В. Броя. – М. : Химия, 1985. – 528 с.
9. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин : монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М. : Машиностроение–1, 2004. – 248 с.
10. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2011618843. Минимизации массы шнека с разрывными витками / М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов. – № 2011617142 ; заявл. 01.06.2011 ; опубл. 26.09.2011.
11. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2011615081. Минимизации массы двухслойного материального цилиндра с канавками в месте сопряжения / М.В. Соколов, А.С. Клинков. – № 2011613342 ; заявл. 10.05.2011 ; опубл. 29.06.2011.
12. Клинков А.С. и др. Основы проектирования и расчета литьевого и прессового оборудования – Тамбов, Изд-во ТГТУ, 1999. – 166 с.
13. Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. – М. : Мир, 1975. – 480 с.

14. Рывкин, А.А. Справочник по математике / А.А. Рывкин, А.З. Рывкин, Л.С. Хренов. – М. : Высшая школа, 1975. – 554 с.
15. Легостаев, В.Л. Методика раскрытия статической неопределенности в узлах сопряжения торообразных оболочек с кольцевыми днищами / В.Л. Легостаев, Е.Д. Мордовин // Вестник Тамбовского государственного технического университета. – 2006. – Т. 12. № 2А.
16. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.Б. Яковлев, А.А. Матвеев. – Киев : Наукова думка, 1975. – 704 с.
17. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.
18. Расчет подпрессовочного устройства секторного форматора-вулканизатора / В.И. Кочетов, А.С. Клинков, М.В. Соколов, Д.В. Туляков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 10. – С. 18 – 21.
19. Оборудование и основы проектирования заводов резиновой промышленности / Н.Г. Бекин и др. – М. : Химия, 1985. – 504 с.
20. Бекин, Н.Г. Оборудование заводов резиновой промышленности / Н.Г. Бекин, Н.П. Шанин. – Л. : Химия, 1978. – 400 с.
21. Рябинин, Д.Д. Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей / Д.Д. Рябинин, Ю.Е. Лукач. – М. : Машиностроение, 1972. – 272 с.
22. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев. – М. : ФИЗМАТГИЗ, 1962. – 856 с.
23. Кочетов, В.И. Расчет на прочность витка шнека / В.И. Кочетов, С.Э. Муратов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1979. № 1. С. 10 – 12.
24. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.
25. Расчет технологических параметров и оборудования для переработки резиновых смесей в изделия / Н.Г. Бекин. – Л. : Химия, 1987. – 272 с.
26. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.Б. Яковлев, В.А. Матвеев. – Киев : Наукова думка, 1975 – 704 с.
27. А.с. №1698073 СССР. Способ приготовления полимерной композиции / А.С. Клинков, С.П. Хрущев. 1991. Б.И. № 46.
28. Басов, Н.И. Расчет и конструирование формующего инструмента для изготовления изделий из полимерных материалов / Н.И. Басов, В.А. Брагинский, Ю.В. Казанков. – М. : Химия, 1991. – 352 с.

29. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2011615080. Расчет оптимальных технологических и конструктивных параметров смесителей непрерывного действия типа СН / М.В. Соколов, А.С. Клинков. – № 2011613341 ; заявл. 10.05.2011 ; опубл. 29.06.2011.

30. Бушухин, Е.В. Разработка и исследование двухшнековых машин для перемешивания композиционных строительных материалов : дис. ... канд. техн. наук / Е.В. Бушухин ; УНИКИХМ. – Харьков, 1986.

31. Kim, W.S. e.a. Plaste u. Kaut., 1981. Bd. 28. – № 3. – Р. 153 – 155.

32. Тадмор, З. Теоретические основы переработки полимеров / З. Тадмор, К. Гогос ; пер. с англ. – М. : Химия, 1984. – 632 с.

33. Моделирование и оптимизация экструзии полимеров / В.В. Скачков, Р.В. Торнер, Ю.В. Стунгур, С.В. Реутов. – Л. : Химия, 1984. – 152 с.

34. Шенкель, Г. Шнековые прессы для пластмасс / Г. Шенкель. – Л. : Химия, 1962. – 467 с.

35. Рябинин, Д.Д. Червячные машины для переработки пластических масс и резиновых смесей / Д.Д. Рябинин, Ю.Е. Лукач. – М. : Химия, 1965. – 363 с.

36. Торнер, Р.В. Теоретические основы переработки полимеров / Р.В. Торнер. – М. : Химия, 1977. – 462 с.

37. Бернхардт, Э. Переработка термопластичных материалов / Э. Бернхардт. – М. : Химия, 1965. – 747 с.

38. Глушков, Г.С. Инженерные методы расчетов на прочность и жесткость / Г.С. Глушков. – М. : Высш. школа, 1971. – 287 с.

39. Сабоннадьер, Ж.–К. Метод конечных элементов и САПР / Ж.–К. Сабоннадьер, Ж.–Л. Кулон ; пер. с франц. – М. : Мир, 1989. – 190 с.

40. Gallagher, R.H. Finite element analysis: fundamentals. Prentice Hall / R.H. Gallagher. – Englewood Cliffs, New Jersey, 1975.

41. Tchung. Finite element analysis in fluid dynamics. – Mc Graw Hill, 1978.

42. Ефремов, О.В. Способ оптимизации процессов смешения высоковязких клеевых композиций для экологически чистых производств / О.В. Ефремов, А.С. Клинков, О.Г. Маликов // Вестник ТГУ. Сер. Естественные и технические науки. – 1999. – С. 242–243.

43. Ефремов, О.В. Способ оптимизации процессов смешения высоковязких клеевых композиций для экологически чистых производств / О.В. Ефремов, А.С. Клинков, О.Г. Маликов // Проблемы химии и химической технологии : сб. докл. 7-й регион. науч. конф. – Тамбов, 1999. – 152 с.

44. Ефремов, О.В. Математическое моделирование и создание на его основе программного обеспечения для симуляции процессов сме-

шения высоковязких клеевых композиций / О.В. Ефремов // Труды ТГТУ. – Тамбов, 2000. – Вып. 6. – С. 144 – 147.

45. Ефремов, О.В. Моделирование и оптимизация процессов приготовления высоковязких полимерных композиций / О.В. Ефремов, А.С. Клинов, П.С. Беляев // Математические методы в технике и технологиях : сб. тр. XV Междунар. науч. конф. – Тамбов, 2002. – Т. 8. – С. 187 – 189.

46. Ефремов, О.В. Реологические исследования и моделирование непрерывных процессов приготовления высоковязких полимерных композиций / О.В. Ефремов, А.С. Клинов, П.С. Беляев // Системные проблемы качества, математического моделирования, информационных, электронных и лазерных технологий : материалы Междунар. конф. – М.–Воронеж–Сочи, 2002. – Ч. 7, разд. III. – С. 3 – 7.

47. Ефремов, О.В. Моделирование течения высоковязких клеевых композиций в двухшнековых смесителях с использованием персональных компьютеров / О.В. Ефремов, А.С. Клинов, О.Г. Маликов // Методы кибернетики химико-технологических процессов : тез. докл. V Междунар. науч. конф. – Казань, 1999. – С. 23–24.

48. Аппаратурное оформление экологически чистых производств резинового клея / А.С. Клинов, О.Г. Маликов, С.Н. Хабаров, О.В. Ефремов // Проблемы химии и химической технологии Центрально-Черноземного региона РФ : сб. докл. – Липецк, 1997. – С. 116 – 119.

49. Ефремов, О.В. Выбор рациональных режимов непрерывных процессов производства высоковязких полимерных композиций / О.В. Ефремов, А.С. Клинов, С.Н. Хабаров // Научно-технические химические технологии – 2002 : материалы 8-й Междунар. науч.-техн. конф. – Уфа, 2002. – С. 213–214.

50. Simulation of the worn out tires processing in high-viscosity compositions in continuous operation mixers / O.V. Efremov, P.S. Belyaev, A.S. Klinkov etc. // Проблемы экологии и ресурсосбережения при переработке и восстановлении изношенных шин : тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. – М., 2001. – С. 37–38.

51. Ефремов, О.В. Опыт исследования и моделирования непрерывных процессов приготовления высоковязких полимерных композиций / О.В. Ефремов, А.С. Клинов, П.С. Беляев // Авиакосмические технологии «АКТ-2003» : тр. 4-й Рос. науч.-техн. конф. – Воронеж, 2003. – С. 63 – 66.

52. Новые предприятия по производству полимерных труб группы «Полипластик» (промышленный обзор) // Пластические массы / ООО «Чебоксарский трубный завод». – 2011. – № 8. – С. 8 – 10.

53. Хабаров, С.Н. Разработка и исследование смесителей для приготовления резиновых клеев с использованием процесса предвари-

тельного набухания : дис. ... канд. техн. наук / С.Н. Хабаров. – Тамбов, 1999.

54. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2001611816. Система автоматизированного проектирования двухшнековых смесителей непрерывного действия MixerCAD / О.В. Ефремов, А.С. Клинков. – Заявка № 2001611534 ; зарег. в Реестре программ для ЭВМ 26.12.2001.

55. Машины и аппараты производств заменителей кожи и пленочных материалов / П.С. Карпачев и др. – М. : Легкая индустрия, 1964.

56. Проектирование и расчет валковых машин для полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, В.И. Кочетов, М.В. Соколов и др. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – 128 с.

57. Клинков, А.С. Автоматизированное проектирование валковых машин для переработки полимерных материалов : монография / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.И. Кочетов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М. : Машиностроение-1, 2005. – 320 с.

58. Соколов, М.В. Методология расчета оборудования для производства длинномерных резинотехнических заготовок заданного качества / М.В. Соколов, А.С. Клинков, П.С. Беляев, В.К. Скуратов, В.Г. Однолько. – М. : Машиностроение, 2009. – 352 с.

59. Бекин, Н.Г. Валковые машины для переработки резиновых смесей (основы теории) / Н.Г. Бекин. – Ярославль : ЯТИ, 1969.

60. Лукач, Ю.Е. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей / Ю.Е. Лукач, Д.Д. Рябинин, Б.Н. Метлов. – М. : Машиностроение, 1967.

61. Оборудование предприятий по переработке пластмасс / В.К. Загородний и др. – Л. : Химия, 1972.

62. Автоматизированное проектирование валковых машин для переработки полимеров / Ю.Е. Лукач, Л.Г. Воронин, Л.И. Ружинская и др. – Киев : Тэхника, 1988. – 208 с.

63. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2004610142. Расчет оптимальных конструктивных параметров станин вальцов с учетом минимизации массы конструкции / М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев, О.В. Ефремов ; Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2003612331 ; заявл. 05.01.2004 ; зарег. 05.01.2004.

64. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2008610876. Расчет станин вальцов на прочность и жесткость / С.С. Гуреев, Д.Л. Полушкин, М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев ; Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2007615273 ; заявл. 24.12.2007 ; зарег. 20.02.2008.

65. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2006612170. Минимизация массы рабочих органов валковых

машин для переработки полимерных материалов / М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев ; Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2006611435 ; заявл. 03.05.2006 ; зарег. 22.06.2006.

66. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2008612658. Расчет на прочность и жесткость валков вальцов / П.В. Макеев, Д.Л. Полушкин, М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев; Тамб. гос. техн. ун-т. – № 2008611473 ; заявл. 07.04.2008 ; зарег. 28.05.2008.

67. Розанов, Б.В. Гидравлические прессы / Б.В. Розанов. – М. : Машиностроение, 1959. – 427 с.

68. Стрельцов, М.Н. Переработка термопластов методами механо-пневмоформования / М.Н. Стрельцов. – Л. : Химия, 1981. – 231 с.

69. Басов, Н.И. Оборудование для производства объемных изделий из термопластов / Н.И. Басов, В.С. Ким, В.К. Скуратов. – М. : Машиностроение, 1972. – 272 с.

70. Энциклопедия полимеров. – М. : Советская энциклопедия, 1977. – Т. 3. – 351 с.

71. Шварц, А.И. Интенсификация производства резинотехнических изделий / А.И. Шварц. – М. : Химия, 1989. – 208 с.

72. Инженерная оптимизация оборудования для переработки полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, М.А. Шерышев, М.В. Соколов, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 320 с..

73. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ. № 2003611833. Расчет оптимальных технологических и конструктивных параметров экструзии резиновых смесей с учетом минимизации технологической мощности и получения качественного экструдата. (Оптимизация экструзионного оборудования) / М.В. Соколов, А.С. Клинков, В.И. Кочетов, П.С. Беляев. 04.08.2003.

74. Торнер, Р.В. Основные процессы переработки полимеров (теория и методы расчета) / Р.В. Торнер. – М. : Химия, 1972. – 456 с.

75. Beall, G.L. Rotational Molding. Desing, Materials, Tooling and Processing / G.L. Beall. – Munchen : Hanser, 1998. – 245 p.

76. Rodney Syler. Focus on Video. Rotation. Nol. V. 1. Jssue 1. Spring 1997. – P. 16 –20.

77. Throne, J.L. Thermoformen: Werkstffe – Verfahren – Anwendung / J.L. Throne, J. Beine. – Munchen. Wien: Han.

78. Paul Nugent. Rotational Molding: A Practical Guide. – USA, 2002. – 809 p.

79. Шерышев, М.А. Переработка листов из полимерных материалов / М.А. Шерышев, В.С. Ким. – Л. : Химия, 1984. – 216 с.

80. Яковлев, А.Д. Технология изготовления изделий из пластмасс / А.Д. Яковлев. – Л. : Химия, 1968. – 304 с.

81. Illig, A. Thermoformen in der Praxis / A. Illig. – Munchen ; Wien : Hansen, 1997. – 259 p.

82. Оборудование для переработки пластмасс : справочное пособие / под ред. В.К. Завгороднего. – М. : Машиностроение, 1976. – 407 с.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Клинков, А.С. Инженерная оптимизация прессового и литейного оборудования : учеб. пособие / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.И. Кочетов, В.Г. Однолько, И.В. Скопинцев. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО «ТГТУ». 2011.
2. Клинков, А.С. Инженерная оптимизация оборудования для переработки полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, М.А. Шерышев, М.В. Соколов, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во Студия печати Галины Золотовой, 2014.
3. Клинков, А.С. Инженерная оптимизация экструзионного оборудования : учеб. пособие / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.И. Кочетков, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012.
4. Клинков, А.С. Оборудование и технология вторичной переработки отходов упаковки : учеб. пособие / А.С. Клинков, В.Г. Однолько, М.В. Соколов, П.В. Макеев, И.В. Шашков. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015.
5. Клинков, А.С. Основы проектирования экструзионных машин предприятий полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, П.С. Беляев, М.В. Соколов, Г. Маликов. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ». 2012.
6. Клинков, А.С. Проектирование и расчет валковых машин для полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, П.С. Беляев, М.В. Соколов, В.Г. Однолько, В.И. Кочетов. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012.
7. Клинков, А.С. Расчет смесительного и валкового оборудования для утилизации отходов термопластов: учеб. пособие / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013.
8. Клинков, А.С. Рециклинг и утилизация тары и упаковки. Часть 2 : учеб. пособие / А.С. Клинков, П.В. Макеев, М.В. Соколов, И.В. Шашков, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2014.
9. Клинков, А.С. Утилизация и переработка твердых бытовых отходов : учеб. пособие / А.С. Клинков, П.С. Беляев, М.В. Соколов, В.Г. Однолько, П.В. Макеев, И.В. Шашков. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015.
10. Соколов, М.В. Инженерная оптимизация оборудования для производства резиновых изделий литьем под давлением : учеб. пособие / М.В. Соколов, А.С. Клинков. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2017.
11. Технология переработки полимеров. Физические и химические процессы : учеб. пособие для вузов / под ред. М.Л. Кербера. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Издательство Юрайт, 2017.

12. Шерышев, М.А. Технология переработки полимеров: изделия из полимерных листов и пленок : в 2 ч. : учеб. пособие для вузов / М. А. Шерышев. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Издательство Юрайт, 2017.

13. Шерышев, М.А. Технология переработки полимеров: конструирование изделий из пластмасс : учеб. пособие для вузов / М.А. Шерышев. – М. : Издательство Юрайт, 2017.

14. Шерышев, М. А. Технология переработки полимеров: математическое описание процессов : учеб. пособие для вузов / М. А. Шерышев. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Издательство Юрайт, 2017.

15. Шерышев, М. А. Технология переработки полимеров: формулирующий инструмент : учеб. пособие для вузов / М. А. Шерышев. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Издательство Юрайт, 2017. – 157 с.