

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)

Институт компьютерных и инженерных наук
Кафедра стартовые и технические ракетные комплексы
Направление подготовки 24.03.01 – Ракетные комплексы и космонавтика
Направленность (профиль) образовательной программы – Ракетно-космическая техника

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Зам. Зав. кафедрой
 В.В. Соловьев
«10» 06 2024г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему: Разработка системы посадки для многоразовой ракеты космического назначения массой 300 тонн

Исполнитель
студент группы 0109-об


(подпись, дата)

И.Д. Макаренко

Руководитель
доктор техн. наук, профессор


(подпись, дата)

А.Д. Плутенко

Консультант по БЖД
доцент, канд. техн. наук


(подпись, дата)

А.В. Козырь

Консультант
доцент


(подпись, дата)

К.А. Насуленко

Нормоконтроль
старший преподаватель СиТРК

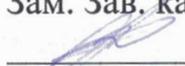
 05.06.24.
(подпись, дата)

М.А. Аревков

Благовещенск 2024

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(ФГБОУ ВО «АмГУ»)

Институт компьютерных и инженерных наук
Кафедра стартовые и технические ракетные комплексы

УТВЕРЖДАЮ
Зам. Зав. кафедрой

В.В. Соловьев
«22» 05 2024г.

ЗАДАНИЕ

К выпускной квалификационной работе студента Макаренко Ильи Дмитриевича

1. Тема выпускной квалификационной работы: Разработка системы посадки для многоразовой ракеты космического назначения массой 300 тонн
(утверждена приказом от 01.04.2024 №852-уч)

2. Срок сдачи студентом законченной работы 12.06.2024 г.

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе: высота одноступенчатой многоразовой ракеты-носителя $H_{\text{ОМРН}} = 30,5$ м; масса одноступенчатой многоразовой ракеты-носителя $M_{\text{ОМРН}} = 300$ т; масса маршевого ракетного двигателя с центральным телом $M_{\text{МРД}} = 15$ т; высота маршевого ракетного двигателя с центральным телом $H_{\text{МРД}} = 6,330$ м; сухая масса одноступенчатой многоразовой ракеты-носителя $M_{\text{ОМРН}} = 40$ т; компоненты топлива одноступенчатой многоразовой ракеты космического назначения: окислитель – кислород, горючее – водород.

4. Содержание выпускной квалификационной работы: технология проведения испытания МРД с центральным телом; технология посадки ОМРН; подбор материала для РКН; расчёт аэродинамических характеристик одноступенчатой многоразовой ракеты космического назначения; баллистический расчёт; расчёт посадки летательного аппарата; жидкостный

амортизатор; электрогидравлический следящий привод с дроссельным регулированием; требования безопасности и труда; организационно-экономическая часть.

5. Перечень материалов приложения: габаритный чертёж РКН, решетчатый аэродинамический руль, структурная схема включения гидроцилиндров, функциональная схема гидроприводов дроссельного управления с гидронасосом постоянной производительности, гидроцилиндр, маршевый ракетный двигатель с центральным телом, пневмогидравлическая схема маршевого ракетного двигателя с центральным телом, кронштейн, рычаг управления, жидкостный амортизатор, решетчатый аэродинамический руль в открытом и закрытом положении, крепление для решетчатого аэродинамического руля.

6. Консультант по БЖД: Козырь Аркадий Валентинович. доцент, канд. техн. наук.

7. Консультант выпускной квалификационной работы: Насуленко Константин Анатольевич., доцент.

Дата выдачи задания 22.05.2024 г.

Руководитель выпускной квалификационной работы: Плутенко Андрей Долиевич., доктор техн. наук, профессор.

Задание принял к исполнению (дата): 22.05.2024 г.



РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа содержит 69 с, 5 рисунков, 18 источников, 11 таблиц, 5 приложений.

МНОГОРАЗОВАЯ, ОДНОСТУПЕНЧАТАЯ, ВОДОРОД, МАРШЕВЫЙ РАКЕТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ, РЕШЕТЧАТЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РУЛИ, ГИДРОЦИЛИНДР, ПОСАДКА, АЭРОДИНАМИКА, АМОРТИЗАТОР, БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ, ЭКОНОМИКА

Цель – Разработка системы посадки для многоразовой ракеты космического назначения массой 300 тонн

Задачи:

- 1) Анализ работы маршевого ракетного двигателя с центральным телом;
- 2) Расчёт характеристик многоразовой ракеты космического назначения;
- 3) Изготовление решетчатого руля;
- 4) Расчёт гидроцилиндра;
- 5) Подбор материала для РКН;
- 6) Расчёт аэродинамики РКН;
- 7) Баллистический расчёт;
- 8) Расчёт посадки ЛА;
- 9) Описание конструкции жидкостного амортизатора;
- 10) Описать схему электрогидравлического следящего привода;
- 11) Описать безопасность и экологичность при работе с компонентами топлива;
- 12) Провести экономический расчёт проектирования изделия.

СОДЕРЖАНИЕ

Определения, обозначения, сокращения	7
Введение	8
1 Технология проведения испытания МРД с центральным телом	9
1.1 Принцип работы МРД с центральным телом	9
1.2 Расчёт центров масс РКН	10
1.2.1 Расчет центра масс заправленного РКН	11
1.2.2 Расчёт моментов инерции РКН	11
1.2.3 Расчёт масс компонентов топлива	12
1.2.4 Расчёт количества заправочных ёмкостей	13
2 Технология посадки ОМРН	15
2.1 Решетчатый аэродинамический руль	15
2.2 Изготовление решетчатого аэродинамического руля	16
2.3 Расчёт гидроцилиндра	17
3 Подбор материала для РКН	30
3.1 Характеристика нержавеющей стали	30
3.1.1 Свойства нержавеющей стали	30
3.2 Характеристика высокопрочного сплава	31
4 Расчёт аэродинамических характеристик одноступенчатой многоразовой ракеты космического назначения	33
4.1 Геометрические параметры летательного аппарата	33
4.2 Решетчатое крыло и его геометрические параметры	33
5 Баллистический расчёт	38
5.1 Анализ изменения скорости КА по орбите. Зависимость типа орбиты от начальных условий движения	38
6 Расчёт посадки летательного аппарата	41
7 Жидкостный амортизатора	42
7.1 Расчёт жидкостного амортизатора	42

7.1.1 Расчёт первой гильзы амортизатора	42
8 Электрогидравлический следящий привод с дроссельным регулированием	52
8.1 Расчёт гидропривода	52
9 Требования безопасности и труда	55
9.1 Безопасность и экологичность при работе с водородом	55
9.1.1 Контроль и автоматизация при производстве и применении водорода	55
9.1.2 Меры безопасности при эксплуатации агрегатов ожижения водорода	56
9.1.3 Индивидуальные средства защиты работников при работе с водородом	57
9.2 Безопасность и экологичность при работе с окислителем	58
9.2.1 Требования безопасности во время работы с кислородными баллонами.	58
10 Экономический расчёт	60
10.1 Календарный план работы над разработкой системы посадки	60
10.2 Себестоимость разработки системы посадки	60
Заключение	65
Библиографический список	67
Приложение А	70
Приложение Б	76
Приложение В	81
Приложение Г	85
Приложение Д	93

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ

ВПА – взлётно-посадочные амортизаторы;

МРД – маршевый ракетный двигатель;

КОРОНА – Космическая Орбитальная Ракета – Одноступенчатый
Носитель космических Аппаратов;

ДУ – двигательная установка;

ОМРН – одноступенчатая многоразовая ракета-носитель;

ЦМ – центр масс;

ЛА – летательный аппарат;

РН – ракета-носитель;

ВЗУ – воздухозаборное устройство;

ЖРД – жидкостный ракетный двигатель;

ЦТ – центр тяжести;

ПН – полезная нагрузка;

КРТ – криогенное ракетное топливо.

ВВЕДЕНИЕ

Уже с конца двадцатого века в государственном ракетном центре активно ведутся проектные и конструкторские работы над многоразовой одноступенчатой ракетой-носителем (РН) КОРОНА (Космическая Орбитальная Ракета – Одноступенчатый Носитель космических Аппаратов), которая предназначена для вертикального взлета и посадки. В ходе разработки был проведен анализ как отечественных, так и международных достижений в области многоразовых космических систем. Исследовались разнообразные конструктивные и технические решения, особое внимание уделялось выбору перспективных подходов к созданию систем управления и электропитания ракеты, с акцентом на техническую осуществимость и надежность.

Основными требованиями к РН являются одноступенчатость и многоразовость, что способствует снижению затрат и повышению надежности. Ракета должна использовать в качестве топлива водород и кислород, сгорание которых обеспечивает экологически чистые продукты и высокий удельный импульс.

В процессе проектной проработки было выявлено, что максимальная нагрузка на опоры взлетно-посадочных амортизаторов возникает в момент посадки. Во время стоянки ракеты, полностью заправленной топливом, нагрузка распределяется равномерно между всеми опорами. Однако при посадке, из-за возможного отклонения ракеты от вертикали, существует риск сосредоточения всей нагрузки на одной опоре.

1 ТЕХНОЛОГИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЯ МРД С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ТЕЛОМ

Для снижения стоимости космических запусков начался проявляться интерес к МРД с центральным телом, который используется в одноступенчатой многоразовой ракеты космического назначения «КОРОНА».

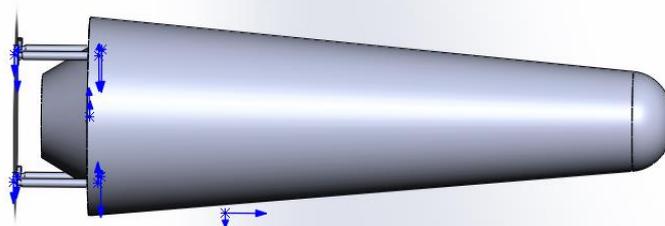


Рисунок 1.1 – РКН КОРОНА

Но для решения проблемы посадки требуется:

- моделирование и расчет;
- проектирование и конструирование;
- испытание ЖРД с ЦТ. (см Приложение А)

Для поиска решения этих задач требуется, рассчитать центр масс двигателя и РКН, а также определить объёмы баков, описать процесс изготовления решетчатых рулей, и разработать 3D модель гидроцилиндра.

1.1 Принцип работы МРД с центральным телом

Особенность маршевого двигателя заключается в том, что продукты сгорания, выходящие из камеры сгорания при температуре свыше 3000°C, контактируют с центральным телом, что приводит к дополнительному ускорению потока газов. Это ускорение способствует преобразованию тяги двигателя. Маршевый двигатель применяется только на активном этапе выведения на орбиту и в конце процесса посадки.

Двигательная установка (ДУ) ступени оснащена штыревым центральным телом, общим для всех круглых камер сгорания. В полёте на низких высотах атмосферный воздух, окружающий двигательные струи, способствует их сжатию, что автоматически регулирует степень расширения штыревого сопла.

Благодаря большой площади взаимодействия атмосферного воздуха с газовыми струями ДУ, возможно эжекторное увеличение удельного импульса тяги. Это достигается за счёт снижения давления на входных поверхностях (ВЗУ) со стороны ДУ ракеты-носителя. [1]

1.2 Расчёт центров масс РКН

Поскольку ракета является осесимметричной конструкцией, будем считать, что центры тяжести РКН и ее составных частей расположены на продольной оси ракеты.

Расчеты центров масс проводятся упрощенно по формуле:

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n (M_i x_i)}{\sum_{i=1}^n M_i}, \quad (1.1)$$

где M_i – масса составной части ракеты;

x_i – координата центра масс составной части от начала отсчета.

Началом отсчета для каждой составной части принимаем ее основание.

Масса и высота МРД с центральным телом

$$M_{\text{МРД}} = 15000 \text{ кг}, H_{\text{МРД}} = 6330 \text{ мм}$$

ЦМ двигателя с центральным телом:

$$X_{\text{МРД}} = \frac{2}{3} H_{\text{МРД}} = \frac{2}{3} \cdot 6330 = 4220 \text{ мм}. \quad (1.2)$$

Сухая масса и высота РКН:

$$M_{\text{РКН}} = 40000 \text{ кг}, H_{\text{РКН}} = 30500 \text{ мм}$$

Масса РКН без двигателя:

$$M_{\text{бд}} = M_{\text{РКН}} - M_{\text{МРД}} = 40000 - 15000 = 25000 \text{ кг.} \quad (1.3)$$

Координата ЦМ РКН без двигателя:

$$X_{\text{бд}} = H_{\text{МРД}} + \frac{(H_{\text{РКН}} - H_{\text{МРД}})}{2} = 6330 + \frac{30500 - 6330}{2} = 18410 \text{ мм.} \quad (1.4)$$

Координата ЦМ РКН:

$$X_{\text{РКН}} = \frac{M_{\text{МРД}} \cdot X_{\text{МРД}} + M_{\text{бд}} \cdot X_{\text{бд}}}{M_{\text{МРД}} + M_{\text{бд}}} = 13090 \text{ мм.} \quad (1.5)$$

1.2.1 Расчет центра масс заправленного РКН

Масса заправляемых компонентов топлива:

$$M_{\text{T}} = 260000 \text{ кг}$$

Стартовая масса заправленной ракеты:

$$M_{\text{зРКН}} = M_{\text{РКН}} + M_{\text{T}} = 40000 + 260000 = 300000 \text{ кг.} \quad (1.6)$$

Координата ЦМ заправленной РКН:

$$X_{\text{зРКН}} = \frac{M_{\text{РКН}} \cdot X_{\text{РКН}} + M_{\text{зн}} \cdot X_{\text{бд}}}{M_{\text{РКН}} + M_{\text{зн}}} = 17710 \text{ мм.} \quad (1.7)$$

1.2.2 Расчёт моментов инерции РКН

Для расчета момента инерции воспользуемся выражением:

$$J_z = \sum_{i=1}^n \left[J_{zi} + m_i (x_i^2 + y_i^2) \right], \quad (1.8)$$

где J_{zi} – момент инерции i -го элемента относительно собственного центра масс;

m_i – масса i -го элемента;

x_i, y_i – координата центра масс i -го элемента относительно центра масс РКН.

Формула для определения момента инерции тонкостенного цилиндра:

$$J_z = \frac{ml^2}{12} + \frac{mR^2}{2}, \quad (1.9)$$

где m – масса цилиндра;

l – длина цилиндра;

R – радиус цилиндра.

Формула для определения момента инерции балки:

$$J_z = \frac{ml^2}{12}, \quad (1.10)$$

где m – масса цилиндра;

l – длина цилиндра.

Момент инерции РКН:

$$J_{PKH} = M_{PKH} \left(\frac{H_{PKH}^2}{12} + \frac{R_{PKH}^2}{2} \right) = 3,601 \cdot 10^{12} \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (1.11)$$

1.2.3 Расчёт масс компонентов топлива

Масса компонентов топлива РКН

Масса компонентов топлива:

$$M_T = 260 \text{ т}$$

Масса горючего:

$$M_G = \frac{M_T}{1+K_T} = \frac{260}{1+2,75} = 69,33 \text{ т}, \quad (1.12)$$

где $K_T = 2,75$ – действительное соотношение компонентов топлива для МРД с центральным телом.

Масса окислителя:

$$M_O = M_T - M_G = 260 - 69,33 = 190,67 \text{ т}. \quad (1.13)$$

1.2.4 Расчёт количества заправочных ёмкостей

Окислитель: жидкий кислород

Плотность окислителя: $\rho_{O_2} = 1135 \text{ кг/м}^3$

Масса окислителя: $M_{O_2} = 190670 \text{ кг/м}^3$

Объем, занимаемый данной массой:

$$V_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{\rho_{O_2}} = \frac{190670}{1135} = 167,99 \text{ м}^3. \quad (1.14)$$

Необходимый объем хранилища:

$$V_{OH} = k \cdot V_{O_2} = 3 \cdot 167,99 = 503,97 \text{ м}^3, \quad (1.15)$$

где $k=3$ – коэффициент запаса, учитывающий возможность двукратной заправки носителя, расход кислорода на испарение в атмосферу, захлаживание трубопровода и другие непредвиденные расходы.

Учитывая, что стандартные сферические емкости имеют объем 1400 м^3 , возможно ограничиться установкой одной такой емкости.

Горючее: водород

Плотность горючего: $\rho_{\Gamma} = 830 \text{ кг/м}^3$

Масса горючего: $M_{\Gamma} = 69330 \text{ кг/м}^3$

Объем, занимаемый данной массой:

$$V_{\Gamma} = \frac{M_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}} = \frac{69330}{830} = 83,53 \text{ м}^3. \quad (1.16)$$

Необходимый объем хранилища:

$$V_{\Gamma H} = k \cdot V_{\Gamma} = 2,2 \cdot 83,53 = 183,766 \text{ м}^3, \quad (1.17)$$

где $k=2,2$ – коэффициент запаса, учитывающий возможность двукратной заправки носителя и другие непредвиденные расходы.

Учитывая, что стандартные цилиндрические емкости имеют объем 200 м^3 , возможно ограничиться установкой одной такой емкости.

2 ТЕХНОЛОГИЯ ПОСАДКИ ОМРН

2.1 Решётчатый аэродинамический руль

Решётчатый руль — это аэродинамическая поверхность, которая используется для управления и стабилизации ракеты в полёте. Эти рули обеспечивают управление ракетой за счёт изменения потока воздуха, проходящего сквозь них. Раскрытие решётчатых рулей происходит во время посадки ракеты-носителя (РН), что позволяет точно контролировать скорость и направление движения ракеты при приближении к поверхности.

Так как решётчатые аэродинамические рули применяются на авиационных ракетах, их использование на ракетах большой дальности полёта, таких как крылатые ракеты, может значительно улучшить их аэродинамические характеристики. Благодаря своей конструкции, решётчатые рули обладают большей подъемной силой и управляющим моментом по сравнению с традиционными аэродинамическими поверхностями. Они также имеют меньшую массу и габариты, что делает их предпочтительными для использования на различных видах ракет и космических аппаратах.

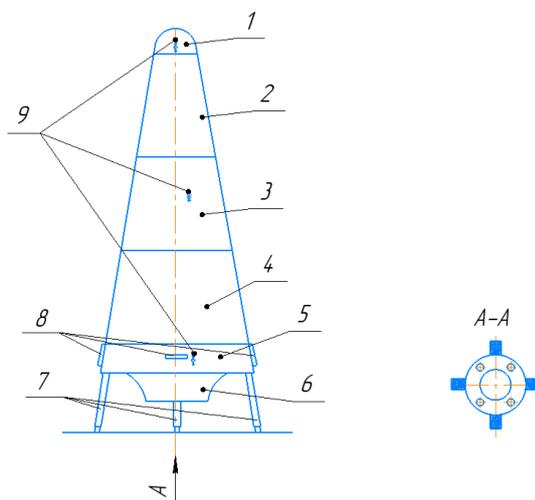


Рисунок 2.1 – Одноступенчатая многоразовая ракета – носитель

- 1 – Головной отсек;
- 2 – Бак окислителя;
- 3 – Отсек полезной нагрузки примерно – агрегатный отсек;

- 4 – Бак горючего;
- 5 – Кормовой отсек;
- 6 – Маршевый двигатель с центральным телом;
- 7 – Взлётно-посадочные амортизаторы;
- 8 – Решетчатые аэродинамические рули.
- 9 – Двигатели стабилизации, ориентации и прецизионных перемещений

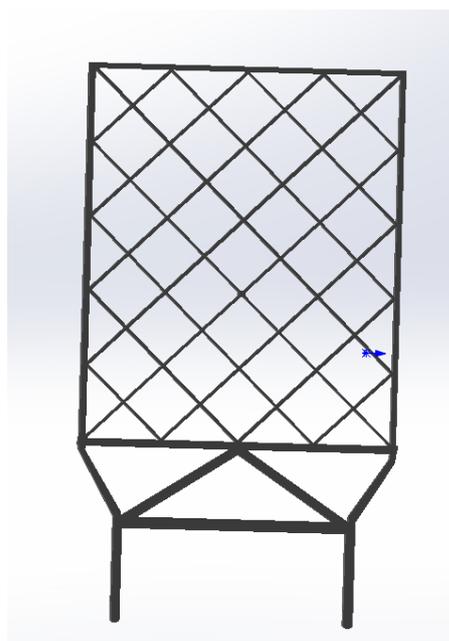


Рисунок 2.2 – Решетчатый аэродинамический руль

2.2 Изготовление решетчатого аэродинамического руля

Процесс изготовления решетчатого аэродинамического руля включает в себя ряд сложных и точных операций. Требуется высокая точность и внимания к деталям, чтобы обеспечить качество и надёжность готовой аэродинамической поверхности. Существует несколько этапов процесса изготовления решетчатых крыльев:

- изготовление внешнего контура и пазов для соединения тонких планов осуществляется путём высечки из листа жаропрочной нержавеющей стали;
- клинообразную заточку лицевой и тыльной кромок выполняют на кругло-шлифовальном станке;

- детали силовой рамы вырубают из более толстого металла, а затем обрабатывают на фрезерном станке для придания обтекаемой формы;
- опоры для крепления решётчатой аэродинамической поверхности изготавливают методом фрезеровки;
- после очистки детали собирают на специальном приспособлении, где сначала сваривают силовую раму, а затем предварительно собирают тонкие планы;
- после промывки и сушки прототип решетчатой поверхности готовят к пайке, закрепляя полоски припоя и прихватывая их точечной сваркой;
- готовую конструкцию помещают в вакуумную печь, где при температуре около 1200°C и в атмосфере чистого аргона производят пайку;
- после остывания в печи проверяют геометрические размеры и качество пайки, при необходимости проводя повторную пайку. [2]

2.3 Расчёт гидроцилиндра

Решетчатые аэродинамические рули поворачиваются за счёт двух гидроцилиндров. Один служит для поворота механизма, а другой служит для выдвижения решетчатого руля. Рассчитаем необходимые параметры для проектировки и сборки гидроцилиндра.

Исходные данные для расчёта гидроцилиндра:

- диаметр поршня $D=63$ мм;
- диаметр штока $d=32$ мм;
- расход масла при прямом и обратном ходе $Q_1 = 10$ л/мин, $Q_2 = 12$ л/мин.

Находим площадь поршня и штока:

$$A_1 = \frac{D^2}{127} = \frac{63^2}{127} = 31,252 \text{ см}^2. \quad (2.1)$$

$$A_2 = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{63^2 - 32^2}{127} = 23,189 \text{ см}^2. \quad (2.2)$$

Рассчитаем усилие:

$$F_1 = 100 \cdot k_{mp} \cdot (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2), \quad (2.3)$$

$$F_1 = 100 \cdot 0,95 \cdot (2,5 \cdot 31,252 - 1,6 \cdot 23,189) = 3,898 \text{ кН}.$$

Определим F_2 :

$$F_2 = 100 \cdot k_{mp} \cdot (p_2 \cdot A_2 - p_1 \cdot A_1), \quad (2.4)$$

$$F_2 = 100 \cdot 0,95 \cdot (1,6 \cdot 23,189 - 2,5 \cdot 31,252) = -3,898 \text{ кН},$$

где $k_{тр} = 0,9 \dots 0,98$ – коэффициент, который учитывает потери на трение в системе; p_1, p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях, МПа.

Определяем скорость прямого и обратного хода:

$$U_1 = 1270 \cdot \left(\frac{Q_1}{D^2}\right) = 1270 \cdot \left(\frac{10}{32^2}\right) = 3,2 \text{ м / мин}. \quad (2.5)$$

$$U_2 = 1270 \cdot \left(\frac{Q_2}{D^2 - d^2}\right) = 1270 \cdot \left(\frac{12}{63^2 - 32^2}\right) = 5,175 \text{ м / мин}. \quad (2.6)$$

$$U_1 = 3,2 \text{ м / мин} = 0,05 \text{ м / с};$$

$$U_2 = 5,175 \text{ м / мин} = 0,08 \text{ м / с}.$$

Усилие F (Н) является ключевым параметром, и его расчёт важен на стадии проектирования и сборки гидроцилиндра. Таким образом, необходимое усилие:

$$F = k_3 \cdot F_H = 1,5 \cdot 3,898 = 5,846 \text{ кН}. \quad (2.7)$$

При дроссельном регулировании коэффициент запаса ($k_3=1,5\dots3$), обеспечивает надёжность гидравлического цилиндра в различных условиях работы. Этот коэффициент позволяет учесть возможные отклонения и непредвиденные нагрузки, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации оборудования.

Выбор диаметра цилиндра и максимального рабочего давления в гидроприводе должен учитывать специфику работы оборудования, такую как переходные режимы или моменты резания, которые могут существенно влиять на нагрузки. Рассматривая графики изменения нагрузок во времени цикла можно определить максимальные и минимальные значения силы, которые будут действовать на цилиндр, и, соответственно, позволяет более точно подобрать параметры гидроцилиндра для его безопасной и эффективной работы.

Так как номинальное давление p (МПа) и тип цилиндра задаются из стандартного ряда, найдём диаметр цилиндра с учетом его КПД η_m (0,85...0,95) и коэффициента потерь давления в гидросистеме η_r (0,75...0,9):

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{p \cdot \eta_m \cdot \eta_r}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{5,846 \cdot 10^3}{1,6 \cdot 0,85 \cdot 0,75}} = 85,551 \text{ мм.} \quad (2.8)$$

Если количество масла, поступающего в гидроцилиндр, остаётся постоянным, то соотношение скоростей прямого и обратного хода ($U_1 < U_2$).

Найдём диаметр:

$$d = D \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{U_1}{U_2}\right)} = 85,551 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,05}{0,08}\right)} = 52,852 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Из стандартного ряда ГОСТ 6540-68 выбирается диаметр цилиндра D и штока d . Когда рассчитали D и d уточняется усилие F с учетом всех её нагрузок. Цилиндр преодолевает силы полезной нагрузки F_H (например, силы резания,

зажима, подъема, поворота, удержания и т. д.), трения $F_{тр1}$ в направляющих, $F_{тр2}$ в уплотнениях поршня и штока, веса G , противодействия $F_{пр}$, зависящие от сопротивления сливу жидкости из нерабочей полости в процессе работы оборудования, а в динамических режимах – инерционные нагрузки $F_{ин}$:

$$F = F_H + F_{mp1} + \sum F_{mp2} + G + F_{пр} + F_{ин}. \quad (2.10)$$

Определим силу трения $F_{тр1}$:

$$F_{mp1} = f \cdot G = f \cdot m \cdot g = 0,05 \cdot 12,9 \cdot 9,8 = 6,321H, \quad (2.11)$$

где f – коэффициент трения от 0,05 до 0,08 свыше 0,2 м/с; и от 0,10 до 0,12 при скоростях меньше 0,2 м/с.

Рассчитываем силу трения в подвижных соединениях при уплотнении манжетами определяется по формуле:

$$F_{mp} = \pi \cdot D \cdot H \cdot (p - p_k) \cdot \mu \cdot z, \quad (2.12)$$

$$F_{mp} = 3,14 \cdot 63 \cdot 4 \cdot (2,6 - 2,5) \cdot 0,13 \cdot 3 = 30,86кН,$$

где D – диаметр уплотняемой поверхности, мм; H – ширина манжеты, мм; p – давление масла, МПа; $p_k = 2,5$ МПа – контактное давление; $\mu = 0,1...0,13$ – коэффициент трения; z – число манжет.

При установке в цилиндрах различных резиновых манжет и колец может быть определена сила трения поршня и штока по следующим формулам:

Определим силу трения поршня поршня:

$$F_{mp2n} = \pi \cdot (z \cdot p_k + p_{yn}) \cdot D \cdot b \cdot \mu_n, \quad (2.13)$$

$$F_{mp2n} = 3,14 \cdot (3 \cdot 2,5 + 1,6) \cdot 63 \cdot 13 \cdot 0,1 = 2,34 \text{ кН}.$$

Определим силу трения штока с манжетным уплотнением:

$$F_{mp2u1} = \pi \cdot d \cdot h \cdot p \cdot \mu_{ш}, \quad (2.14)$$

$$F_{mp2u1} = 3,14 \cdot 32 \cdot 20 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1 = 321,536 \text{ Н},$$

где D , d – диаметр поршня и штока, мм; b , h – ширина поршня и длина уплотнения, мм; p – давление в штоковой полости цилиндра, МПа; p_k – давление кольца на стенку цилиндра, МПа; $p_{уп}$ – уплотняющее давление, МПа; z – число колец; $\mu_{п}$, $\mu_{ш}$ – коэффициенты трения поршня по цилиндру и штока по уплотнениям.

Рассчитаем силу противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра:

$$F_{np} = \Delta p_{np} \cdot A_{1-2} = 0,08 \cdot 31,252 = 2,5 \text{ Н}, \quad (2.15)$$

где Δp_{np} – потери давления на трение жидкости сил, МПа, принимается $\Delta p_{np} = 0,05p$; A_{1-2} – поршневая или штоковая площадь поршня, мм².

Найдём инерционные силы:

$$F_{ин} = \frac{G \cdot U}{q \cdot t_0} = \frac{19,6 \cdot 0,086}{9,8 \cdot 0,01} = 17,25 \text{ Н}, \quad (2.16)$$

где $G = m \cdot q$ – вес передвижения частей, Н; U – максимальная скорость рабочего органа, м/с; $t_0 = 0,01 \dots 0,5$ с время разгона поршня до рабочей скорости; $q = 9,81$ – ускорение свободного падения.

Рассчитаем разгон и торможения:

$$x_1 = U_1 \cdot t_0 = 0,053 \cdot 0,01 = 0,00053 \text{ мм.} \quad (2.17)$$

$$x_2 = U_2 \cdot t_0 = 0,086 \cdot 0,01 = 0,00086 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Определим ускорения разгона и торможения:

$$\alpha_1 = \frac{0,139 \cdot U_1}{x_1} = \frac{0,139 \cdot 0,053}{0,00053} = 0,741 \text{ м/с}^2. \quad (2.19)$$

$$\alpha_2 = \frac{0,139 \cdot U_2}{x_2} = \frac{0,139 \cdot 0,086}{0,00086} = 1,199 \text{ м/с}^2, \quad (2.20)$$

где U – скорость поршня, м/с; x_1 , x_2 – пути разгона и торможения, мм.

Горизонтальное движение $G = 0$.

Рассчитаем толщину стенки гидроцилиндра:

$$j = \frac{p_{\max} \cdot D}{2 \cdot [\sigma_p]} = \frac{2,6 \cdot 63}{2 \cdot 55} = 1,489 \text{ мм,} \quad (2.21)$$

где p_{\max} – максимальное давление в цилиндре, МПа; $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение, для стали $[\sigma_p] = 50\text{--}60$ МПа.

Так как толщина стенки $j \leq 0,1D$, то диаметральная деформация ΔD (мкм) находится по формуле:

$$\Delta D = \frac{2,17 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D^2}{j} = \frac{2,17 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6 \cdot 63^2}{1,489} = 9,2 \text{ мкм.} \quad (2.22)$$

Проверим на прочность стенки гидроцилиндра по формуле:

$$\sigma = 0,4 \cdot D^2 + \frac{1,3 \cdot D_{нар}^2}{D_{нар}^2} + D^2 \cdot p_y, \quad (2.23)$$

$$\sigma = 0,4 \cdot 63^2 + \frac{1,3 \cdot 73^2}{73^2} + 73^2 \cdot 1,6 = 7,939 \text{ МПа},$$

где $D_{нар}$ – наружный диаметр гильзы цилиндра, мм; p_y – условное давление, МПа.

Когда в штоке сжимаются нагрузки, то может возникнуть прогиб (потеря устойчивости). Для того чтобы не было сжатие нагрузки в штоке, нужно определить приведенный ход:

$$s_{np} = s \cdot k_3 = 4 \cdot 1 = 4, \quad (2.24)$$

где k_3 – коэффициент закрепления ($k_3=0,5 \dots 2$).

Определим критическую силу цилиндра:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{(ks)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,045 \cdot 10^5}{(1 \cdot 4)^2} = 1,422 \text{ кН}, \quad (2.25)$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости термообработанного штока; $J_{min} = 0,1 d^4$ – наименьший момент инерции поперечного сечения штока, мм⁴; ks^2 – приведенная длина цилиндра, мм.

Определяем запас устойчивости:

$$n_y = \frac{F}{F} \geq [n_y] = 3,8 : 5,8. \quad (2.26)$$

Гидроцилиндры, которые имеют скорость перемещения поршней более 18 м/мин, а в точных станках более 8 м/мин, в конце хода применяют тормозные

устройства, исключают резкий удар о крышку. Различают два способа торможения: с контролем по времени и по пути.

Находим длину тормозного конуса (прорезей):

$$y = 0,46 \cdot \left(\frac{U_0^2}{\alpha_{\max}} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,46 \cdot \left(\frac{0,053^2}{1,199} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,782 \text{ мм.} \quad (2.27)$$

Когда происходит торможение цилиндра тормозными втулками, диаметральный зазор рассчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{166}{d \cdot 166} \cdot \sqrt[3]{\frac{A_2^2 \cdot \nu \cdot d^2 \cdot x \cdot U_0}{m \cdot U_0}}, \quad (2.28)$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{23,189^2 \cdot 12,9 \cdot 10^{-4} \cdot 32^2 \cdot 0,00086 \cdot 0,086}{12,9 \cdot 0,086}} = 6,409 \text{ мкм,}$$

$$\frac{0,00086 + 715 \cdot 1,6 \cdot 32,252}{}$$

где $\nu = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость масла.

Увеличение давления при равнозамедленном торможении в задней полости цилиндра следующее:

$$\Delta p = \frac{m \cdot U_0}{720 \cdot x \cdot A_2} = \frac{12,9 \cdot 0,086}{720 \cdot 0,00086 \cdot 23,189} = 0,077 \text{ МПа.} \quad (2.29)$$

Плавность движения механизмов подачи в агрегатных станках действительно критична, особенно при работе с высокой точностью. Размеры гидроцилиндра и его способность обеспечивать малые подачи при минимальных расходах являются ключевыми параметрами для достижения этой плавности. Для обеспечения устойчивого движения с подачей $s=4 \text{ мм/мин}$, важно правильно

подобрать диаметр цилиндра D , чтобы минимизировать влияние дросселирующих устройств и обеспечить необходимую точность движения.

Рассчитаем сжимаемость масла в рабочей полости цилиндра:

$$\tau = 0,06 \cdot \frac{A \cdot H \cdot \Delta p}{QE} = 0,06 \cdot \frac{23,189 \cdot 4 \cdot 0,077}{12 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,000023с, \quad (2.30)$$

где Δp – изменение давления, МПа.

Найдём объем масла в крайних положениях поршня:

$$V = \frac{D_{\text{поршень}} \cdot \pi \cdot h_{\text{ход}}}{4} = \frac{56 \cdot 3,14 \cdot 200}{4} = 4,9 м^3. \quad (2.31)$$

Находим высоту столба масла:

$$H = \frac{p}{\rho_m \cdot g} = \frac{2,6 \cdot 10^{-3}}{900 \cdot 9,8} = 29 см. \quad (2.32)$$

Определим статическую жесткость цилиндра C (Н/мм):

$$C = \frac{10 \cdot E}{\left[\left(\frac{A_1^2}{H_1 \cdot A_1} + V_{10} \right) + \frac{A_2^2}{(0,1 \cdot S - H_1) \cdot A_2 + V_{20}} \right]}, \quad (2.33)$$

$$C = \frac{10 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\left[\left(\frac{31,252^2}{29 \cdot 31,252} + 4,9 \right) + \frac{23,189^2}{(0,1 \cdot 4 - 29) \cdot 23,189 + 4,9} \right]} = 1,41 Н / мм,$$

где E – модуль упругости масла, МПа. Обычно для практических расчетов принимают $E = (1,4 \dots 1,7) 10^3$ МПа.

Для точных механизмов при разработке цилиндров критерием оценки деформации является податливость (обратная жесткость).

Определим линейную податливость e_s (мм/Н):

$$e_s = \frac{1}{\frac{10 \cdot E}{\left[\left(\frac{A_1^2}{H_1 \cdot A_1} + V_{10} \right) + \frac{A_2^2}{(0,1 \cdot S - H_1) \cdot A_2 + V_{20}} \right]}}, \quad (2.34)$$

$$e_s = \frac{1}{\frac{10 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\left[\left(\frac{31,252^2}{4 \cdot 31,252} + 4,9 \right) + \frac{23,189}{(0,1 \cdot 4 - 29) \cdot 23,189 + 4,9} \right]}} = 7,1 \text{ мм / Н}.$$

Рассчитаем собственную частоту привода с цилиндром:

$$f = 5 \cdot \sqrt{\frac{C}{m}} = 5 \cdot \sqrt{\frac{0,03}{12,9}} = 0,243 \text{ Гц}, \quad (2.35)$$

где C , Н/мм; m , кг.

Определяем предельная мощность гидроцилиндра:

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0086 \cdot 5,846 \cdot 10^3 = 0,0084 \text{ кВт}. \quad (2.36)$$

Когда используется цилиндр со стяжками, то определяется диаметр стяжки, скрепляющий переднюю и заднюю крышки:

$$d_c \geq \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot n \cdot [\sigma]} = \frac{4 \cdot 8,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2 \cdot 72 \cdot 10^6} = 72 \text{ мм}, \quad (2.37)$$

где $F_{max} = p_{max} \cdot (\pi D^2/4) = 8,1 \text{ кН}$ – максимальное усилие, Н; n – число стяжек; $\sigma_T = 120 \text{ МПа}$; $[\sigma] = 0,6\sigma_T$ – допускаемое напряжение на разрыв.

При помощи сегментов, работающих на смятие и срез, прикрепляется втулка цилиндра и поршня на штоке.

Определим активную площадь сегмента:

$$A_{cm} \geq \frac{F_{max}}{[\sigma]_{cm}} = \frac{5,846 \cdot 10^3}{150} = 38,976 \text{ см}^2. \quad (2.38)$$

$$A_{cp} \geq \frac{F_{max}}{[\tau]_{cp}} = \frac{5,846 \cdot 10^3}{80} = 73,08 \text{ см}^2. \quad (2.39)$$

A_{cm} и A_{cp} зависит от высоты сегмента h (мм) и его ширины b (мм):

$$A_{cm} = \frac{\pi \cdot (D_{mp}^2 - d_c^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (85,551^2 - 71,662^2)}{4} = 1,714 \text{ см}^2. \quad (2.40)$$

Из уравнений (2.38) и (2.39) следует, что:

$$d_c = \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{mp}^2 \cdot [\sigma]_{cm} - 4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot [\sigma]_{cm}}}, \quad (2.41)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 85,551^2 \cdot 150 - 4 \cdot 8,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 150}} = 4 \text{ мм},$$

где $[\sigma]_{cm} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемые напряжения смятия.

Рассчитаем высоту кольца сегмента:

$$h = \frac{(d - d_c)}{0,8} = \frac{(32 - 4,093)}{0,8} = 34,883 \text{ мм.} \quad (2.42)$$

Ширина сегмента b (мм):

$$b = \frac{F_{\max}}{\pi \cdot D[\tau]} = \frac{8,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 63 \cdot 100} = 41 \text{ мм.} \quad (2.43)$$

Площадь среза, мм^2 :

$$A_{cp} = \pi \cdot d \cdot b = 3,14 \cdot 32 \cdot 41 = 4,12 \text{ мм}^2. \quad (2.44)$$

где $[\tau]_{cp} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ – допустимое напряжение на срез.

В крепление гидроцилиндра входит цапфа и проужина, диаметр которой рассчитывается по формуле:

$$d_{ц(пр)} \geq \sqrt{\frac{F_{\max}}{n_{ц(пр)} \cdot l_{ц(пр)} \cdot [q]}}, \quad (2.45)$$

$$d_{ц(пр)} \geq \sqrt{\frac{8,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 4,4 \cdot 20}} = 6,784 \text{ мм,} \quad (2.46)$$

где $n=2$ – число цапф; $l_{ц(пр)}$ – длина цапфы (толщина проушины), мм; $[q]$ – допускаемое давление для опоры скольжения. [3]

Рассчитаем палец проушины серьги на срез:

$$[\tau]_{cp} = \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau]_{cp}, \quad (2.47)$$

$$[\tau]_{cp} = \frac{4 \cdot 8,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 32^2} = 10,078 H / мм^2.$$

Таким образом, главный принцип работы гидроцилиндра состоит в том, что происходит преобразование силы давления и расход жидкости в механическую работу в виде возвратно-поступательного движения.

Передачу давления на рабочий орган осуществляет поршень, соединенный со штоком. Под давлением рабочей жидкости (эмульсия или масло) поршень перемещается, передавая усилие стержню — штоку, который и совершает полезную работу. Шток и поршень делают поступательные движения в полости цилиндра, гильзы.

Когда жидкость подаётся с одного конца цилиндра, то работа совершается только при прямом ходе штока, возврат в исходное положение осуществляется за счет внешних сил.

3 ПОДБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ РКН

3.1 Характеристика нержавеющей стали

Для расчёта прочности решетчатых рулей возьмём нержавеющую сталь 20Х23Н18: (результаты расчета на прочность см Приложение В)

Таблица 3.1 – Расшифровка

Числа и буквы в наименовании	Обозначении
20	Доля углерода, не более 0,2%
X23	Содержание хрома до 23%
H18	Количество никеля до 18%

Таблица 3.2 – Жаростойкость

Среда	Воздух	Воздух	Воздух
Температура, °С	650	750	800
Длительность испытания	4500	1500	2000
Глубина, мм/год	0,0027	0,01	0,044
Группа стойкости	2	3	4

Таблица 3.3 – Физические свойства

Температура испытания, °С	Модуль упругости, Е, ГПа	Плотность, ρ , кг/см ³	Коэффициент теплопроводности Вт/(м · °С)
20	200	7900	14
100	197	7850	16
200	190	7800	17
300	182	7900	19
400	176	7760	20
500	170	7720	22
600	160	7670	25
700	150	7620	27
800	141	7500	30
900	130	7540	32

3.1.1 Свойства нержавеющей стали

– Устойчивость к экстремальным температурам:

В условиях космического пространства температурные колебания могут быть значительными. Нержавеющая сталь известна своей способностью

сохранять механические свойства при различных температурах, что обеспечивает надежность и долговечность конструкций.

– Способность к работе в вакууме:

В космосе отсутствует атмосферное давление и присутствует вакуум. Нержавеющая сталь не подвергается воздействию вакуума, что делает ее прекрасным материалом для компонентов космической техники.

– Устойчивость к коррозии и окислению:

Космическое пространство содержит агрессивные среды, такие как сильные ультрафиолетовые лучи и заряженные частицы. Нержавеющая сталь обладает высокой устойчивостью к коррозии, что предотвращает повреждение поверхности.

– Прочность и низкая масса:

Нержавеющая сталь обладает хорошей относительной прочностью к массе, что особенно важно для ракетных конструкций, где каждый лишний килограмм может существенно повлиять на эффективность полета.

– Герметичность и надежность:

В космических условиях не допускается протечек и деформаций в конструкциях. Нержавеющая сталь обладает высокой герметичностью, что обеспечивает надежность работы систем. [4]

3.2 Характеристика высокопрочного сплава

Для расчёта прочности корпуса ракеты возьмём дюраль Д16Т

Таблица 3.4 – Расшифровка

Числа и буквы в наименовании	Обозначения
Д	Дюралюминий
16	16 – номер сплава в серии
Т	Закаленный и естественно состаренный на максимальную прочность.

Дюраль Д16Т – алюминиевый сплав, который обладает высокой прочностью и температурой плавления, а также хорошей твердостью и коррозионной стойкостью.

Физические свойства дюралюминия марки Д16Т при температуре 20 °С:

– модуль упругости первого рода – $0,72 \cdot 10^{-5}$ МПа;

– плотность – 2770 кг/м³;

– удельное электросопротивление – $54 \cdot 10^9$ Ом · м;

Термическая обработка сплава Д16Т позволяет достичь высокой твердости и прочности, что делает его одним из самых твердых дюралей. Сплав нагревают при температуре 495-505 °С, а затем закалывают в холодной воде до температуры 250-350 °С. [5]

4 РАСЧЁТ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ МНОГОРАЗОВОЙ РАКЕТЫ КОСМИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Задачей дипломной работы является определение аэродинамических характеристик РКН в заданном диапазоне чисел Маха, углов атаки и высот полета с привлечением экспериментальных данных. Характеристики являются исходными данными для формирования траектории полета ОМРН, исследования его устойчивости и управляемости. [6]

4.1 Геометрические параметры летательного аппарата

– геометрические параметры РКН: $L=30,5$ м, $D_m = 10$ м

Рассчитаем удлинение конструкции ракеты:

$$\lambda_{корп} = \frac{L}{D_m} = \frac{30,5}{10} = 3,05. \quad (4.1)$$

– площадь поперечного сечения элементов конструкции летательного аппарата [6]:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} = 78,54 \text{ м}^2. \quad (4.2)$$

4.2 Решетчатое крыло и его геометрические параметры

Решетчатое аэродинамическое крыло представляет собой набор тонких планов, собранных в окантовывающую их коробку. [7]

Геометрическими параметрами решетчатого крыла являются хорда крыла b – расстояние между наиболее удаленными друг от друга точками профиля плана, размах крыла l – расстояние между крайними боковинами решетчатого крыла и высота H – расстояние между верхними и нижними планами, замеренное

по оси крыла. Осью крыла назовём любую прямую, проходящую через соответствующие точки планов и половину размаха и хорды верхнего и нижнего планов. За геометрический центр крыла примем точку с координатами $H/2$; $l/2$; $b/2$. К геометрическим параметрам относится шаг крыла t – расстояние между соответственными точками двух соседних планов.

Находим относительный шаг крыла:

$$\bar{t} = t \cdot b = 155 \cdot 30 = 4,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

В процессе конструирования количество планов и боковин определяется в зависимости от того, в каком направлении нужно реализовать наибольшие свойства. Шаг боковин обозначим t_z и соответственно относительный шаг боковин $\bar{t}_z = t_z / b$.

Угол между осью крыла и перпендикуляром к скорости невозмущенного потока обозначим δ , а угол установки планов, образуемый хордой плана с перпендикуляром к оси крыла α_0 .

Геометрический угол атаки решетчатого крыла определяется углом между хордой плана и проекцией вектора скорости невозмущенного потока на плоскость симметрии крыла. Тогда угол атаки может быть выражен через углы α_0 и δ :

$$\alpha = \alpha_0 + \delta = 45 + 80 = 125^\circ \quad (4.4)$$

В решетчатом крыле имеется большое количество ячеек, которые в среднем работают в одинаковых условиях. Каждую ячейку решетчатого крыла можно рассматривать как коробчатое квадратное крыло, одна из сторон которого расположена под углом γ к плоскости симметрии крыла. Поясним, почему у такого крыла его нормальная сила Y не будет зависеть от угла γ .

Угол атаки сторон АВ и DC (см рис 1.3 стр 17 [7]):

$$\alpha_{n1} = \frac{V_{n1}}{V} = \alpha \sin \gamma. \quad (4.5)$$

Найдём угол атаки сторон АВ и DC:

$$\alpha_{n1} = \frac{V_{n1}}{V} = 125 \cdot \sin 60 = 1,889. \quad (4.6)$$

а угол атаки сторон AD и BC (см рис 1.3 стр 17 [7]):

$$\alpha_{n2} = \frac{V_{n2}}{V} = \alpha \cos \gamma. \quad (4.7)$$

Найдём угол атаки сторон АВ и DC:

$$\alpha_{n2} = \frac{V_{n2}}{V} = 125 \cdot \cos 60 = 1,091. \quad (4.8)$$

С учётом этих соотношений и применением гипотезы плоских сечений нормальная сила решетчатого крыла:

$$Y = (c_y^\alpha \cdot \alpha_{n1} \cdot \sin \gamma + c_y^\alpha \cdot \alpha_{n2} \cdot \cos \gamma) \cdot q_\infty \cdot t \cdot b = c_y^\alpha \cdot \alpha \cdot q_\infty \cdot t \cdot b, \quad (4.9)$$

$$Y = 3,115 \cdot 2,68 \cdot 10^5 \cdot 155 \cdot 30 = 3,833 \cdot 10^3,$$

где c_y^α – производная коэффициента нормальной силы по углу атаки прямоугольного крыла со сторонами t и b : $q_\infty = \rho V^2 / 2$ – скоростной напор. $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$; $V = 661,5$ (см результаты характеристик расчётов аэродинамических характеристик РКН в приложении Г).

Несущая площадь решетчатого крыла, составленного из прямоугольных планов, которая создаёт подъёмную силу, определяется соотношением:

$$S = n \cdot l \cdot b. \quad (4.10)$$

Найдём число планов n :

$$n = \frac{H}{t} + 1, \quad (4.11)$$

$$n = \frac{4000}{155} + 1 \approx 27.$$

Площадь решетчатого крыла:

$$S = n \cdot l \cdot b = 27 \cdot 3000 \cdot 30 = 2,413 \cdot 10^3 \text{ м}^2. \quad (4.12)$$

Площадь боковой поверхности крыла, создающая боковую силу, при боковинах прямоугольной формы:

$$S_z = n_z \cdot H \cdot b. \quad (4.13)$$

Где число боковин n_z определяется через шаг боковин t_z :

$$n_z = \frac{l}{t_z} + 1, \quad (4.14)$$

$$n_z = \frac{3000}{5,167} + 1 = 581,645.$$

Вычислим площадь боковой поверхности решетчатого аэродинамического крыла:

$$S_z = n_z \cdot H \cdot b = 581,645 \cdot 4000 \cdot 30 = 3,217 \text{ м}^2. \quad (4.15)$$

5 БАЛЛИСТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

5.1 Анализ изменения скорости РКН по орбите. Зависимость типа орбиты от начальных условий движения

Рассмотрим изменение скорости РКН при его движении по орбите. Для этого сначала рассмотрим законы изменения радиальной и трансверсальной компонент скорости. [8]

Найдём фокальный параметр:

$$p = \frac{\sigma^2}{\mu} = \frac{82236^2}{398600} = 16966. \quad (5.1)$$

Эксцентриситет орбиты:

$$e = \sqrt{1 + h \cdot \frac{\sigma^2}{\mu^2}} = \sqrt{1 + 200 \cdot \frac{82236^2}{398600^2}} = 3,08. \quad (5.2)$$

Найдём радиус перицентра и апоцентра:

$$r_{\pi} = \frac{p}{1+e} = \frac{16966}{1+3,08} = 4,154 \cdot 10^3. \quad (5.3)$$

$$r_{\alpha} = \frac{p}{1-e} = \frac{16966}{1-3,08} = -8,14 \cdot 10^3. \quad (5.4)$$

Рассчитаем радиальную скорость:

$$V_r = \frac{\sigma}{p} \cdot e \sin v = \frac{82236}{16966} \cdot 3,08 \cdot \sin 45^0 = 7,475 \text{ км / с}. \quad (5.5)$$

Тогда получим закон изменения радиальной скорости по орбите РКН:

$$V_r = \sqrt{\frac{\mu}{p}} \cdot e \sin \nu = \sqrt{\frac{398600}{16966}} \cdot 3,08 \cdot \sin 30^0 = 7,475 \text{ км/с}. \quad (5.6)$$

Величина трансверсальной компоненты скорости характеризует скорость конца радиуса-вектора спутника, обусловленную его вращением относительно гравитационного центра:

$$V_n = \frac{\sigma}{p} \cdot (1 + e \cdot \cos \nu) = \frac{82236}{16966} \cdot (1 + 3,08 \cdot \cos 30) = 17,794 \text{ км/с}. \quad (5.7)$$

Получим закон изменения трансверсальной компоненты скорости по орбите:

$$V_n = \sqrt{\frac{\mu}{p}} \cdot (1 + e \cdot \cos \nu) = \sqrt{\frac{398600}{16966}} \cdot (1 + 3,08 \cdot \cos 30) = 17,794 \text{ км/с}. \quad (5.8)$$

Максимальная трансверсальная компонента скорости достигается в перицентре орбиты и равна:

$$\max \cdot V_n = V_{n\pi} = \sqrt{\frac{\mu}{p}} \cdot (1 + e) = \sqrt{\frac{398600}{16966}} \cdot (1 + 3,08) = 19,797 \text{ км/с}. \quad (5.9)$$

С помощью геометрического суммирования компонентов скорости получим закон изменения полной скорости РКН:

$$V = \sqrt{V_r^2 + V_n^2} = \sqrt{7,475^2 + 17,794^2} = 19,3 \text{ км/с}. \quad (5.10)$$

Анализ последнего соотношения позволяет утверждать, что максимальную скорость РКН имеет в перицентре своей орбиты. Эта скорость перпендикулярна радиусу-вектору, т.е. равна своей трансверсальной компоненте:

$$\max \cdot V = V_{\pi} = V_{n\pi} = \sqrt{\frac{\mu}{p}} \cdot (1 + e). \quad (5.11)$$

Подставим полученные значения в выражение (5.11):

$$\max \cdot V = V_n = V_{n\pi} = \sqrt{\frac{398600}{16966}} \cdot (1 + 3,08) = 19,797 \text{ км/с}. \quad (5.12)$$

Для случая гиперболической орбиты минимальное значение скорости будет в бесконечности и её можно найти по константе энергии $V_{\infty} = \sqrt{h} = \sqrt{200} = 14,142$ км/с (см результаты расчета маневра схода с орбиты РКН при возвращении на Землю в приложение Б)

Определим константу по условиям движения в перицентральной точке траектории:

$$h = V_{\pi}^2 \cdot r_{\pi} - \frac{2 \cdot \mu}{r_{\pi}} = 19,797^2 \cdot 4,154 \cdot 10^3 - \frac{2 \cdot 398600}{4,154 \cdot 10^3} = 200 \text{ км}. \quad (5.13)$$

Большая полуось орбиты РКН:

$$a = -\frac{\mu}{h} = -\frac{398600}{200} = -1,933 \cdot 10^3. \quad (5.14)$$

6 РАСЧЁТ ПОСАДКИ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Масса взлёта РКН [9]

$$m_{вз} = 301t$$

Масса топлива

$$m_m = 260t$$

Определяем посадочную массу РН:

$$m_{посадки} = m_{вз} - m_m \cdot (k_2 + 0,10) = 301 - 260 \cdot (0,9 + 0,10) = 41t. \quad (6.1)$$

Расчёт посадочной скорости:

$$V_{посадки} = \sqrt{\frac{2 \cdot m_{посадки} \cdot g}{\rho_0 \cdot S \cdot C_{ya}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 41 \cdot 9,8}{1,225 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,262}} = 1,119 м / с, \quad (6.2)$$

где $C_{ya\text{ пос}}$ снимается в зависимости $C_{ya}(\alpha)$, соответствующей посадочному режиму: для $\alpha_{пос} = 90^\circ$ $C_{ya\text{ пос}} \approx 0,262$. Высоту снижения примем 1500 м

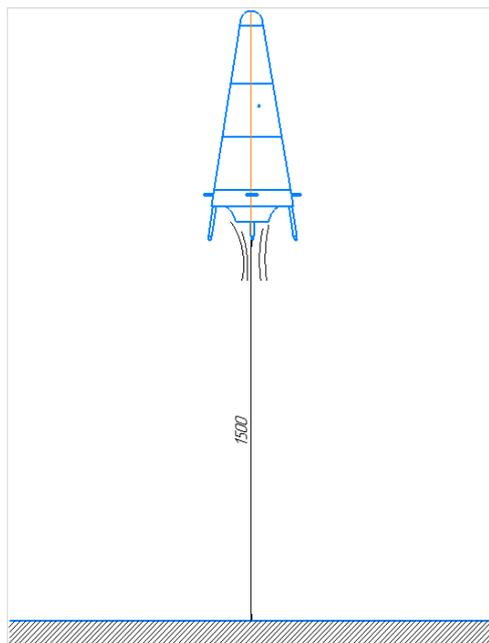


Рисунок 6.1 – Посадка летательного аппарата

7 ЖИДКОСТНЫЙ АМОРТИЗАТОР

Амортизатор состоит из двух цилиндров и штоком. Между стойкой и штоком находится фольга, которая сложена гармошкой. Алюминиевая фольга предназначена для выдерживания ударных нагрузок во время посадки РН, а также во время взлёта РКН. Во время старта РКН нагрузка на четыре стойки ВПА равна 75,25 тонн, а при посадке РН нагрузка на жидкостные амортизаторы равна 10,25 тонн, так как происходит выгорание топлива и выход ПН на низкую околоземную орбиту.

При прямом ходе в штоковую полость заливают жидкость, далее начинается выдвижение цилиндра с поршнем и штоком. Сжатие фольги происходит за счёт штока и удара стойки об землю.

При обратном ходе в штоковую полость начинается задвижение стойки и цилиндра. На вытеснение жидкости затрачивается механическая работа, которая преобразуется в тепловую энергию, и полностью рассеивается.

7.1 Расчёт жидкостного амортизатора

Рассчитаем необходимые параметры для проектировки и сборки первой гильзы амортизатора.

Исходные данные для расчёта амортизатора:

– диаметр гильзы $D=520$ мм;

– диаметр штока $d=320$ мм;

– расход масла при прямом и обратном ходе $Q_1 = 20$ л/мин, $Q_2 = 22$ л/мин.

7.1.1 Расчёт первой гильзы амортизатора

Рассчитываем площадь поршня и штока:

$$A_1 = \frac{D^2}{127} = \frac{500^2}{127} = 1968 \text{ см}^2. \quad (7.1)$$

$$A_2 = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{500^2 - 320^2}{127} = 1162 \text{ см}^2. \quad (7.2)$$

Найдём усилие первой гильзы амортизатора:

$$F_1 = 100 \cdot k_{mp} \cdot (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2), \quad (7.3)$$

$$F_1 = 100 \cdot 0,95 \cdot (50 \cdot 1968 - 40 \cdot 1162) = 4932 \text{ кН}.$$

Определим F_2 :

$$F_2 = 100 \cdot k_{mp} \cdot (p_2 \cdot A_2 - p_1 \cdot A_1), \quad (7.4)$$

$$F_2 = 100 \cdot 0,95 \cdot (40 \cdot 1162 - 50 \cdot 1968) = -4932 \text{ кН},$$

где $k_{тр} = 0,9 \dots 0,98$ – коэффициент, который учитывает потери на трение в системе; p_1, p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях, МПа.

Определяем скорость прямого и обратного хода:

$$U_1 = 1270 \cdot \left(\frac{Q_1}{D^2}\right) = 1270 \cdot \left(\frac{20}{500^2}\right) = 0,102 \text{ м / мин}. \quad (7.5)$$

$$U_2 = 1270 \cdot \left(\frac{Q_2}{D^2 - d^2}\right) = 1270 \cdot \left(\frac{22}{500^2 - 320^2}\right) = 0,189 \text{ м / мин}. \quad (7.6)$$

$$U_1 = 0,102 \text{ м / мин} = 0,0017 \text{ м / с};$$

$$U_2 = 0,189 \text{ м / мин} = 0,0032 \text{ м / с}.$$

Найдём усилие:

$$F = k_3 \cdot F_H = 1,5 \cdot 4932 \cdot 10^3 = 7401 \text{ кН}. \quad (7.7)$$

При дроссельном регулировании коэффициент запаса ($k_3=1,5\dots3$), обеспечивает надёжность жидкостного амортизатора в различных условиях работы. Этот коэффициент позволяет учесть возможные отклонения и непредвиденные нагрузки, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации оборудования.

Выбор диаметра цилиндра и максимального рабочего давления в амортизаторе должен учитывать специфику работы оборудования, такую как переходные режимы или моменты резания, которые могут существенно влиять на нагрузки.

Так как номинальное давление p (МПа) и тип цилиндра задаются из стандартного ряда, найдём диаметр цилиндра с учетом его КПД η_m (0,85...0,95) и коэффициента потерь давления η_r (0,75...0,9):

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{p \cdot \eta_m \cdot \eta_r}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{7401 \cdot 10^3}{40 \cdot 0,85 \cdot 0,75}} = 610 \text{ мм.} \quad (7.8)$$

Если количество масла, поступающего в амортизатор, остаётся постоянным, то соотношение скоростей прямого и обратного хода ($U_1 < U_2$):

$$d = D \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{U_1}{U_2}\right)} = 610 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,0017}{0,0032}\right)} = 414 \text{ мм.} \quad (7.9)$$

Из стандартного ряда ГОСТ 6540-68 выбирается диаметр гильзы амортизатора D и штока d . Когда рассчитали D и d уточняется усилие F с учетом всех её нагрузок. Цилиндр преодолевает силы полезной нагрузки F_H (например, силы резания, зажима, подъема, поворота, удержания и т. д.), трения $F_{\text{тр1}}$ в направляющих, $F_{\text{тр2}}$ в уплотнениях поршня и штока, веса G , противодействия $F_{\text{пр}}$, зависящие от сопротивления сливу жидкости из нерабочей полости в

процессе работы оборудования, а в динамических режимах – инерционные нагрузки $F_{ин}$:

$$F = F_H + F_{mp1} + \sum F_{mp2} + G + F_{np} + F_{ин}. \quad (7.10)$$

Посчитаем силу трения $F_{тр1}$,

$$F_{mp1} = f \cdot G = f \cdot m \cdot g = 0,05 \cdot 500 \cdot 9,8 = 245H, \quad (7.11)$$

где f – коэффициент трения от 0,05 до 0,08 свыше 0,2 м/с; и от 0,10 до 0,12 при скоростях меньше 0,2 м/с.

Рассчитаем силу трения:

$$F_{mp} = \pi \cdot D \cdot H \cdot (p - p_k) \cdot \mu \cdot z, \quad (7.12)$$

$$F_{mp} = 3,14 \cdot 500 \cdot 10 \cdot (50 - 40) \cdot 0,13 \cdot 3 = 61,23кН,$$

где D – диаметр уплотняемой поверхности, мм; H – ширина манжеты, мм; p – давление масла, МПа; $p_k = 40$ МПа – контактное давление, возникающее при манжете; $\mu = 0,1 \dots 0,13$ – коэффициент трения; z – число манжет.

Для поршня и для штока сила трения при установке в цилиндрах различных резиновых манжет и колец определяется по следующим формулам:

Сила трения поршня:

$$F_{mp2n} = \pi \cdot (z \cdot p_k + p_{yn}) \cdot D \cdot b \cdot \mu_n, \quad (7.13)$$

$$F_{mp2n} = 3,14 \cdot (3 \cdot 40 + 40) \cdot 500 \cdot 13 \cdot 0,1 = 326кН.$$

Сила трения штока с манжетным уплотнением:

$$F_{mp2u1} = \pi \cdot d \cdot h \cdot p \cdot \mu_{ш}, \quad (7.14)$$

$$F_{mp2u1} = 3,14 \cdot 320 \cdot 500 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1 = 803 \text{кН},$$

где D, d – диаметр поршня и штока, мм; b, h – ширина поршня и длина уплотнения, мм; p – давление в штоковой полости цилиндра, МПа; p_k – давление кольца на стенку цилиндра, МПа; $p_{уп}$ – уплотняющее давление, МПа; z – число колец; $\mu_{п}, \mu_{ш}$ – коэффициенты трения поршня по цилиндру и штока по уплотнениям. Сила противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра A_1 и A_2 :

$$F_{np} = \Delta p_{np} \cdot A_{1-2} = 2 \cdot 1968 = 3,937 \text{кН}, \quad (7.15)$$

где Δp_{np} – потери давления на трение жидкости сил, МПа, принимается $\Delta p_{np} = 0,05p$; A_{1-2} – поршневая или штоковая площадь поршня, мм².

Определим инерционные силы:

$$F_{ин} = \frac{G \cdot U}{q \cdot t_0} = \frac{4,9 \cdot 10^3 \cdot 0,0032}{9,8 \cdot 0,01} = 157,746 \text{Н}, \quad (7.16)$$

где $G = m \cdot q$ – ориентировочный вес перемещающихся частей, Н; U – максимальная скорость рабочего органа, м/с; $t_0 = 0,01 \dots 0,5$ с время разгона поршня до рабочей скорости; $q = 9,81$ – ускорение свободного падения.

Рассчитаем пути разгона и торможения:

$$x_1 = U_1 \cdot t_0 = 0,0017 \cdot 0,01 = 0,00017 \text{мм}. \quad (7.17)$$

$$x_2 = U_2 \cdot t_0 = 0,0032 \cdot 0,01 = 0,00032 \text{мм}. \quad (7.18)$$

Определим ускорения разгона и торможения:

$$\alpha_1 = \frac{0,139 \cdot U_1^2}{x_1} = \frac{0,139 \cdot 0,0017}{0,00017} = 0,024 \text{ м/с}^2. \quad (7.19)$$

$$\alpha_2 = \frac{0,139 \cdot U_2}{x_2} = \frac{0,139 \cdot 0,0032}{0,00032} = 0,044 \text{ м/с}^2, \quad (7.20)$$

где U – скорость поршня, м/с; x_1, x_2 – пути разгона и торможения, мм.
Горизонтального движения $G = 0$.

Находим толщину стенки амортизатора:

$$j = \frac{p_{\max} \cdot D}{2 \cdot [\sigma_p]} = \frac{2,5 \cdot 500}{2 \cdot 55} \approx 22 \text{ мм}, \quad (7.21)$$

где p_{\max} – максимальное давление в гильзе амортизатора, МПа; $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение, для стали $[\sigma_p] = 50\text{--}60$ МПа.

Так как толщина стенки $j \leq 0,1D$, то диаметральная деформация ΔD (мкм) находится по формуле:

$$\Delta D = \frac{2,17 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D^2}{j} = \frac{2,17 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 500^2}{22} = 95,48 \text{ мкм}. \quad (7.22)$$

Проверим на прочность стенку амортизатора:

$$\sigma = 0,4 \cdot D^2 + \frac{1,3 \cdot D_{\text{нар}}^2}{D_{\text{нар}}^2} + D^2 \cdot p_y, \quad (7.23)$$

$$\sigma = 0,4 \cdot 500^2 + \frac{1,3 \cdot 500^2}{500^2} + 500^2 \cdot 40 = 0,1 \text{ МПа},$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр гильзы цилиндра, мм; p_y – условное давление, МПа.

Когда в штоке сжимаются нагрузки, то может возникнуть прогиб (потеря устойчивости). Для того чтобы не было сжатие нагрузки в штоке, нужно определить приведенный ход:

$$s_{np} = s \cdot k_3 = 4 \cdot 1 = 4, \quad (7.24)$$

где k_3 – коэффициент закрепления ($k_3=0,5 \dots 2$), зависит от способа закрепления.

Рассчитаем критическую силу:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(ks)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,049 \cdot 10^9}{(1 \cdot 4)^2} = 1,049 \text{ кН}, \quad (7.25)$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости термообработанного штока, изготовленного из качественной конструкционной стали; $J_{\min}=0,1d^4$ – наименьший момент инерции поперечного сечения штока, мм⁴; ks^2 – приведенная длина цилиндра, мм.

Определяем запас устойчивости:

$$n_y = \frac{F}{F} \geq [n_y] = 3,8 : 5,8. \quad (7.26)$$

Амортизаторы, которые имеют скорость перемещения поршней более 18 м/мин, а в точных станках более 8 м/мин, в конце хода применяют тормозные устройства, исключая резкий удар о крышку. Различают два способа торможения: с контролем по времени и по пути.

Вычислим длину тормозного конуса:

$$y = 0,46 \cdot \left(\frac{U_0^2}{\alpha_{\max}} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,46 \cdot \left(\frac{0,0017^2}{1,199} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4,9 \text{ мм.} \quad (7.27)$$

Когда происходит торможение стойки амортизатора диаметральный зазор рассчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{166}{d \cdot 166} \cdot \sqrt[3]{\frac{A_2^2 \cdot \nu \cdot d^2 \cdot x \cdot U_0}{m \cdot U_0}}, \quad (7.28)$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{1162^2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 320^2 \cdot 0,00032 \cdot 0,032}{500 \cdot 0,032}} = 461,465 \text{ мкм,}$$

$$\frac{0,00032 + 715 \cdot 40 \cdot 1968}{}$$

где $\nu = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость масла.

Увеличение давления при равнозамедленном торможении в задней полости цилиндра следующее:

$$\Delta p = \frac{m \cdot U_0}{720 \cdot x \cdot A_2} = \frac{500 \cdot 0,032}{720 \cdot 0,00032 \cdot 1162} = 0,06 \text{ МПа.} \quad (7.29)$$

Плавность движения механизмов подачи в агрегатных станках действительно критична, особенно при работе с высокой точностью. Размеры амортизатора и его способность обеспечивать малые подачи при минимальных расходах являются ключевыми параметрами для достижения этой плавности. Для обеспечения устойчивого движения с подачей $s=4 \text{ мм/мин}$, важно правильно подобрать диаметр цилиндра D , чтобы минимизировать влияние дросселирующих устройств и обеспечить необходимую точность движения.

Вычислим сжимаемость масла в рабочей полости амортизатора:

$$\tau = 0,06 \cdot \frac{A \cdot H \cdot \Delta p}{QE} = 0,06 \cdot \frac{1162 \cdot 10 \cdot 0,06}{20 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,0014c, \quad (7.30)$$

где Δp – изменение давления, МПа.

Объем масла в полостях и соединительных линиях в крайних положениях поршня:

$$V = \frac{D_{\text{поршень}} \cdot \pi \cdot h_{\text{ход}}}{4} = \frac{500 \cdot 3,14 \cdot 400}{4} = 7,85m^3. \quad (7.31)$$

Высота столба масла:

$$H = \frac{p}{\rho_m \cdot g} = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{900 \cdot 9,8} = 56cm. \quad (7.32)$$

Статическая жесткость цилиндра C (Н/мм):

$$C = \frac{10 \cdot E}{\left[\left(\frac{A_1^2}{H_1 \cdot A_1} + V_{10} \right) + \frac{A_2^2}{(0,1 \cdot S - H_1) \cdot A_2 + V_{20}} \right]}, \quad (7.33)$$

$$C = \frac{10 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\left[\left(\frac{1968^2}{56 \cdot 1968} + 7,85 \right) + \frac{1162^2}{(0,1 \cdot 4 - 56) \cdot 1162 + 7,85} \right]} = 1,9H / мм,$$

где E – модуль упругости масла, МПа. Обычно для практических расчетов принимают $E = (1,4 \dots 1,7) 10^3$ МПа.

Для точных механизмов при разработке амортизатора критерием оценки деформации является податливость (обратная жесткость). (см расчёт второй гильзы амортизатора в приложении Д)

Так, линейная податливость жидкостного амортизатора e_s :

$$e_s = \frac{1}{\frac{10 \cdot E}{\left[\left(\frac{A_1^2}{H_1 \cdot A_1} + V_{10} \right) + \frac{A_2^2}{(0,1 \cdot S - H_1) \cdot A_2 + V_{20}} \right]}}, \quad (7.34)$$

$$e_s = \frac{1}{\frac{10 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\left[\left(\frac{1968^2}{56 \cdot 1968} + 7,85 \right) + \frac{1162}{(0,1 \cdot 4 - 56) \cdot 1162 + 7,85} \right]}} = 5,23 \text{ мм / Н.}$$

Рассчитаем частоту амортизатора:

$$f = 5 \cdot \sqrt{\frac{C}{m}} = 5 \cdot \sqrt{\frac{1,9}{500}} = 0,003 \text{ Гц}, \quad (7.35)$$

где С, Н/мм; m, кг.

Вычислим предельную мощность амортизатора: [3]

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0032 \cdot 7401 \cdot 10^3 = 0,39 \text{ кВт}. \quad (7.36)$$

8 ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СЛЕДЯЩИЙ ПРИВОД С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Технология раскрытия решетчатых аэродинамических рулей будет включаться с помощью схемы электрогидравлического привода. Электрический сигнал подаётся от системы электропитания РКН.

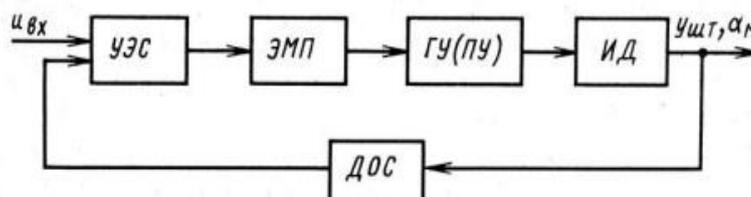


Рисунок 8.1 – Структурная схема электрогидравлического следящего привода с электрической обратной связью

На рисунке 8.1 представлена структурная схема электрогидравлического следящего привода с электрической обратной связью: $u_{вх}$ – входной электрический задающий сигнал от внешнего устройства; $y_{шт}(\alpha_m)$ – выходная величина (перемещение штока, угол поворота вала гидромотора); УЭС – усилитель электрических сигналов; ЭМП – электромеханический преобразователь; ГУ – гидравлический усилитель; ИД – исполнительный гидродвигатель; Дос – датчик обратной связи.

Регулирующая часть таких систем состоит из электрических устройств, которые обрабатывают входные сигналы и управляют силовой частью. Гидроусилители играют важную роль в уменьшении потребляемой мощности управляющей части, так как они позволяют использовать меньшие управляющие сигналы для управления большими потоками рабочей жидкости.

8.1 Расчёт гидропривода

Для более легкого расчёта примем, что рабочие площади гидроцилиндра, то есть разность площади поршня и штока, в обеих его полостях одинаковы. Тогда расход поступающей жидкости, в рабочую полость гидроцилиндра равен

расходу сливаемой жидкости: $Q_{31} = Q_{32} = Q_{33}$. Кроме того будем считать одинаковыми площади окон золотника и их коэффициенты расхода, то есть $S_{31} = S_{32}$, $\mu_{31} = \mu_{32} = \mu_3$. Следовательно, рабочие перепады давления на окнах золотника также будут одинаковыми. Примем перепады через Δp_3 . Тогда имеем:

$$\Delta p_{31} = \Delta p_3 = p_n - p_1 = 40 - 35 = 5 \text{ МПа}. \quad (8.1)$$

$$\Delta p_{32} = \Delta p_3 = p_2 - p_{сл} = 30 - 25 = 5 \text{ МПа}. \quad (8.2)$$

Из выражений (8.1) и (8.2) получим:

$$\Delta p_{31} = \frac{p_n - p_{сл} - \Delta p_H}{2} = \frac{40 - 25 - 5}{2} = 5 \text{ МПа}, \quad (8.3)$$

где $\Delta p_H = (p_1 - p_2) = 35 - 30 = 5 \text{ МПа}$ - разность давлений, вызванная действующей на шток гидроцилиндра нагрузкой (инерционной и позиционной P_H) и силой трения в подвижных соединениях гидроцилиндра $P_{тр}$, то есть $\Delta p_H = (P_H + P_{тр}) / (S_{ц} - S_{шт}) = (2 + 0,115) / (0,003 + 78,54) = 0,027 \text{ МПа}$. Опираясь на выражение (8.3) для расхода рабочей жидкости можем записать в виде:

$$Q_3 = \mu_3 \cdot S_3 \cdot \sqrt{\frac{p_n - p_{сл} - \Delta p_H}{\rho}}, \quad (8.4)$$

$$Q_3 = 0,45 \cdot 78,54 \cdot \sqrt{\frac{40 - 25 - 5}{890}} = 3,746 \text{ л / мин.}$$

Найдём потребную мощность для перемещения штока гидроцилиндра, получится равной:

$$N_{\Gamma} = Q_3 \cdot \Delta p_H = 3,746 \cdot 5 = 18,732 \text{ Вт}. \quad (8.5)$$

Мощность, развиваемая источником питания N_{Π} , найдется, как:

$$N_{\Pi} = Q_3 \cdot (p_n - p_{сл}) = 3,746 \cdot (40 - 25) = 56,195 \text{ Вт}. \quad (8.6)$$

Если принять КПД насоса равным единице, то отношение мощностей N_{Γ} и N_{Π} дает КПД гидропривода:

$$\eta = \frac{2 \cdot \Delta p_H}{3 \cdot \Delta p_H^0}, \quad (8.7)$$

$$\eta = \frac{2 \cdot 5}{3 \cdot 10} = 0,333,$$

где $\Delta p_H^0 = \frac{2}{3} (p_{\Pi} - p_{сл}) = 10$ МПа.

Таким образом, КПД рассматриваемого гидропривода при работе в режиме максимальной мощности равна $\eta = 0,333$. [10]

9 ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И ТРУДА

В дипломной работе рассматривается разработка системы посадки для многоразовой ракеты космического назначения массой 300 тонн, содержащее такие компоненты топлива как в кислород и водород. В процессе эксплуатации водород может находиться в жидком и газообразном состоянии. Водород в нормальных условиях состоит из ортоводорода и параводорода. Равновесное соотношение ортоводорода к параводороду при комнатной температуре действительно составляет примерно 75% к 25%. Кислород - экологически чистый продукт. Топлива, в которых жидкий кислород используется, как окислитель, характеризуются высокой теплопроизводительностью и высокими энергетическими показателями.

9.1 Безопасность и экологичность при работе с водородом

9.1.1 Контроль и автоматизация при производстве и применении водорода
Автоматизация процесса производства жидкого водорода играет важную роль в обеспечении безопасности, эффективности и экономической эффективности производства. На новых заводах начинается внедрение современных автоматизированных систем управления, в то время как на существующих предприятиях необходимо провести модернизацию в соответствии с возможностями имеющегося оборудования. К таким оборудованьям можно отнести контрольно-измерительные приборы, которые должны обеспечивать точное измерение параметров процесса, таких как температура, давление и уровень жидкости. Регуляторы необходимы для поддержания этих параметров в заданных пределах, а средства защитной блокировки и сигнализации служат для предотвращения аварийных ситуаций и обеспечения безопасности персонала и оборудования.

Обязательному контролю подлежат:

– температура, протекающая в аппаратах во время процессов, работающих при низких и высоких температурах;

- давление, работающие в аппаратах при избыточном давлении или разрежении;
- измерение уровня жидкости в аппаратах, работающих под давлением, без использования переливных труб;
- контроль содержания водорода в аппаратах и резервуарах;
- контроль содержания окислителя и других примесей в водороде;
- поддержание вакуума в теплоизоляционном пространстве резервуаров и трубопроводов для жидкого водорода;
- контроль содержания водорода в воздухе рабочей зоны;
- управления пневмогидравлической арматурой при помощи давления командного газа.

Процесс производства водорода должен быть оборудован системой аварийной защиты. Система аварийной защиты на производстве водорода должна быть спроектирована таким образом, чтобы автоматически реагировать на достижение предельных значений критических параметров:

- падение и превышение установленного давления;
- превышение или падение уровня жидкости в оборудовании;
- прекращение подачи рабочего газа для контрольно-измерительных приборов;
- прекращение подачи рабочих продуктов на установку;
- нарушение режима нагрева или охлаждения аппаратуры, работающей при температуре жидкого водорода и азота.

9.1.2 Меры безопасности при эксплуатации агрегатов ожижения водорода

Подготовка к пуску, эксплуатации и остановки агрегатов ожижения водорода требуют строго соблюдения установленных процедур.

Замена воздушной среды на азот, а затем на водород, должна проходить перед включением агрегатов ожижения водорода. Работникам строго соблюдать требования рабочей инструкции (регламента).

Аппарат, работающий при температуре ниже 68 К, необходимо при эксплуатации следить за накоплением в них твердого кислорода. При

накоплении кислорода необходимо производить отогрев аппаратов (блока) в соответствии с инструкцией.

При остановке агрегата на ремонт или ревизию он должен оставаться под давлением обратных потоков водорода и азота до температуры от 88 К до 93 К, после чего можно приступать к окончательному отогреву агрегата греющим азотом с температурой окружающей среды.

Отогрев и продувку агрегата можно считать законченными после того, как температура аппаратов и коммуникаций достигнет температуры окружающей среды, а содержание водорода в газе, находящемся в аппаратах и трубопроводах водородного цикла, не будет превышать 0,4 %.

9.1.3 Индивидуальные средства защиты работников при работе с водородом

Опираясь на свод правил, СП 162Л330610.2014 «Требования безопасности при производстве, хранении, транспортировании и использовании жидкого водорода». Можно отнести следующие требования:

– во время работы с газообразными и жидкими водородом, с газообразными и жидкими азотом и аммиаком все работающие должны быть обеспечены индивидуальными средствами защиты: спецодеждой, спецобувью и средствами защиты органов дыхания и глаз;

– кто работает во взрывоопасных помещениях, и в помещениях, где возможно выделение водорода, не разрешается надевать спецодежду, изготовленную из материалов, образующих электростатические заряды;

– цеховая администрация обязана снабжать рабочих спецодеждой и спецобувью, которая подходит по установленным стандартам;

– в аппарате (кожухе), возможны утечки водорода или азота, поэтому необходимо пользоваться только кислородным или шланговым изолирующим противогазом;

– весь персонал должен быть обучен правилам обращения, ухода и применения противогазов путем прохождения обязательного систематического инструктажа;

– администрация несёт ответственность за обеспечение безопасности и надлежащего состояния средств индивидуальной защиты, таких как противогазы. Обеспечивать санитарные условия хранения противогазов, дезинфекцию лицевых частей противогаза, проверку исправности коробок и т.п;

– работающие должны обеспечиваться респираторами для защиты от вредной пыли и иметь постоянный запас тампонов (вкладышей), а для защиты глаз и лица - защитными очками или предохранительными щитками;

– организация хранения аварийного оборудования и средств индивидуальной защиты необходимо хранить в цехе. Такие как аварийные инструмента, аккумуляторные фонари, спасательные пояса, аварийный запас противогазов, спецодежды и обуви. Все работающие на объекте, должны быть ознакомлены о месте их нахождения;

– на мастера и начальника участка возлагается ответственность за правильное использование защитных средств наравне с лицами, выполняющие работу. [11]

Таким образом, из выше сказанных общих правил можно сказать, что при работе с жидким водородом нужен, комбинезон, противогаз (кислородный или шланговый), перчатки и т.д. Также от пыли должны быть выданы респираторы, для защиты глаз и лица – защитные очки, либо предохранительные щитки. Ответственность за правильное использование защитных средств должен нести начальник участка.

9.2 Безопасность и экологичность при работе с окислителем

9.2.1 Требования безопасности во время работы с кислородными баллонами.

К требованиям безопасности можно отнести следующее:

– в кислородные баллоны не допускается попадания различного вида масел, прикасаться к ним руками загрязненными маслом;

– не отвлекаться на посторонние разговоры, а проявить максимум внимания выполняемой работе;

- рабочее место должно быть чистым, не загромождать посторонними предметами;
- кислородные баллоны должны находиться на расстоянии не менее 5 м от источников тепла;
- нельзя снимать предохранительный колпак с кислородного баллона ударами молотком, зубилом и другим инструментом, который может вызвать искру;
- при обнаружении неисправностей оборудования необходимо сообщить об этом своему руководителю;
- нельзя резко открывать и закрывать вентиль, что может привести к самовоспламенению кислорода и выгоранию частей вентиля и редуктора;
- при наличии кислорода в баллоне, нельзя производить ремонт вентиля, подтягивать резьбовые соединения;
- не переносить кислородный баллон на руках и плечах;
- запрещается хранение и перемещение кислородных баллонов без навинченных предохранительных колпаков и заглушек на боковых штуцерах вентиля.

При транспортировке должны соблюдаться следующие требования:

- к транспортировке кислородных баллонов допускаются рабочие в чистой, не имеющей следов на спецодежде. Руки не должны быть замаслены;
- перемещение кислородных баллонов на незначительные расстояния в пределах одного рабочего места разрешается производить путем осторожной его кантовки в вертикальном положении с небольшим наклоном. Перемещение баллона с одного помещения в другое, должно производиться на специально приспособленных тележках или носилках. [12]

10 ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

В экономической части выпускной бакалаврской работы представлено экономическое обоснование проекта «Разработка системы посадки для многоразовой ракеты космического назначения массой 300 тонн».

Цель данной части выпускной бакалаврской работы является обоснование экономической целесообразности разработки системы посадки.

10.1 Календарный план работы над разработкой системы посадки

В таблице приведён план работы над разработкой системы посадки.

Таблица 10.1 – План работ над проектированием одноступенчатой ракеты

Основные виды работ	Исполнители	Затраты времени, дни
1 Разработка технического задания	Инженер	3
2 Изучение литературы	Инженер	2
3 Разработка компоновочной схемы РКН	Инженер	3
4 Разработка функциональной схемы двигателя	Инженер	4
5 Разработка системы посадки РКН	Инженер	3
6 Изготовление рабочих чертежей	Инженер	9
7 Подготовка документации	Инженер	2
ИТОГО		26

10.2 Себестоимость разработки системы посадки

Себестоимость – это затраты предприятия на производство и реализацию продукции, выраженные в денежной форме.

В себестоимость разработки следует включаются затраты, которые не учитывают возможности финансирования, но связанные с её выполнением. Суммирование себестоимости составляется по следующим критериям:

– основная и дополнительная заработная плата основных исполнителей.

- фонды социального страхования страховые взносы в пенсионный фонд.
- затраты на расходные материалы.
- прочие расходы.
- накладные расходы.

В таблице 10.2 приведены затраты на расходные материалы.

Таблица 10.2 – Затраты на расходные материалы

Наименование материала	Количество	Цена, у.е.	Сумма затрат, в у.е.
1 Канцелярские товары	-	-	1000,00
2 Лицензионная версия MS Office2021	1 шт.	6490	6490,00
3 КОМПАС v22	1 шт.	1490	1490,00
4 Бумага для офисной техники	1 пачка	335,00	335,00
5 Тонер для принтера HPDesignJET T630	1 шт.	3718	3718,00
6 Mathcad Education - Student Edition	1 шт.	4237	4237,00
Итого			17270

Таблица 10.3 – Затраты на основную заработную плату работников

Наименование этапа	Трудоёмкость этапа, чел/день	Трудоёмкость этапа, чел/мес.	Заработная плата, у.е.	Затраты по заработной плате, у.е.
1 Разработка технического задания	3	0,145	15000,00	2175,00
2 Изучение литературы	2	0,095	15000,00	1425,00
3 Разработка компоновочной схемы РКН	3	0,145	15000,00	2175,00

4 Разработка функциональной схемы двигателя	4	0,195	15000,00	2,925
5 Разработка системы посадки РКН	3	0,145	15000,00	2175,00
6 Изготовление рабочих чертежей	9	0,445	15000,00	6675
7 Подготовка документации	2	0,095	15000,00	1425,00
Итого				18970

Дополнительная заработная плата разработчиков составляет 20% от основной заработной платы:

$$18970 \cdot 20\% / 100\% = 3795 \text{ у.е.}$$

Страховые взносы в пенсионный фонд и фонды социального страхования составляют 30,2% от фонда оплаты труда:

$$(18970 + 3795) 30,2\% / 100\% = 6875 \text{ у.е.}$$

Так как накладные расходы составляют 180-250% от величины основной заработной платы, то при разработке системы посадки примем их равными 180%:

$$18970 \cdot 180\% / 100\% = 34160 \text{ у.е.}$$

Прочие расходы включают стоимость машинного времени на разработку, отладку, и подготовку технической документации и рассчитываются по формуле:

$$Z_{np} = N \cdot C_{мч} \cdot K_{загр}, \quad (10.1)$$

N – количество часов, необходимых на создание, отладку, и подготовку технической документации,

$C_{мч}$ – стоимость машино-часа, включающая стоимость профилактических работ, потребляемой электроэнергии, расходных материалов, равная 65 у.е.

$K_{загр}$ – коэффициент загрузки ПЭВМ, равный 0,7-0,9, в данном случае он равен 0,7.

N рассчитаем исходя из таблицы 7, учитывая дни затраченные на выполнение этапов, принимая, что каждый день работы длились 7 часов:
 $N=(3+2+3+4+3+9+2) \cdot 7=182$ часа.

$$З_{пр} = 182 \cdot 65 \cdot 0,7 = 8281,00 \text{ у.е.}$$

Сведем полученные данные по затратам на приобретение расходных материалов, основную и дополнительную заработную плату рабочих, затраты по страховым взносам в пенсионный фонд и фонды социального страхования, накладные и прочие расходы в единую таблицу. Себестоимость разработки системы посадки для РКН приведена в таблице 10.4

Таблица 10.4 – Стоимость разработки

Наименование статей расходов	Затраты, у.е.
Затраты на приобретение расходных материалов	17270,00
Затраты на основную заработную плату разработчиков	18970,00
Затраты на дополнительную заработную плату разработчиков	3795,00
Затраты на фонды социального страхования и на взносы в пенсионный фонд	6875,00
Накладные расходы	34160,00
Прочие расходы	8281,00
Итого	89351

Таблица 10.5 – Расходы на приобретение комплектующих изделий

Наименование изделия	Количество	Цена, у.е.	Сумма, у.е.
1 Гидроцилиндр	8	7084	56672
2 Кронштейн	8	10000	80000
3 Рычаг управления	4	1097	4388
4 Гидроаккумулятор	8	28843	230744

Продолжение таблицы 10.5

5 Фильтр	16	8000	128000
6 Насос	8	25800	206400
7 Электродвигатель	8	15892	127136
8 Температурное реле	8	8000	64000
9 Вентилятор	8	11395	91160
10 Гидробак	8	8987	71896
11 Распределитель гидроцилиндра	8	4665	37320
12 Распределитель гидромотора	8	10000	80000
13 Теплообменник	8	26400	211200
14 Гидромотор	8	8500	68000
15 Переливной клапан	8	12109	96872
16 МРД	1	765780000	765780000
17 ВПА	4	28900	115600
18 Болт	8	6,20	49,6
Итого			767449437,6

Затраты на стоимость основных расходных материалов, используемых при разработке системы посадки. [13]

Таблица 10.6 – Расходы на изготовление системы посадки

Наименование элемента	Материал	Масса, т	Цена, у.е.	Сумма, у.е.
1 Нержавеющая сталь	20X23H18	2,8	14000	39200
2 Алюминиевый сплав	Д16Т	50	15750	787500
Итого				826700

Затраты на основные КРТ и для подготовки и заправки РКН.

Таблица 10.7 – Затраты на основные расходные материалы для заправки РКН

Наименование КРТ	Объём, л.	Цена, л./у.е.	Сумма, у.е.
1 Жидкий водород	83530	52,5	4385325
2 Жидкий кислород	1677991	2178	3654664398
Итого			3659049723

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной дипломной работе разработана технология раскрытия решетчатых аэродинамических рулей. Были рассчитаны: центры масс РКН, центр масс заправленной ракеты, момент инерции РКН, масса компонентов топлива, количества заправочных ёмкостей, массовые характеристики РКН.

При расчёте гидроцилиндра получилось, что скорость прямого хода штока меньше, чем при обратном ходе за счёт разницы в площадях, к которым приложена сила давления рабочей жидкости.

При выборе материала выбрана нержавеющая сталь 20Х23Н18, так как материал не подвергается воздействию вакуума и обладает высокой устойчивостью к коррозии, что предотвращает повреждение поверхности. Для расчёта прочности корпуса РКН выбран дюраль Д16Т, который обладает высокой прочностью и температурой плавления, хорошей твердостью и удовлетворительной коррозионной стойкостью.

При расчёте аэродинамических характеристик ракеты получилось, что площадь поперечного сечения элементов конструкции летательного аппарата равна $78,54 \text{ м}^2$, а площадь боковой поверхности решетчатого крыла $3,217 \text{ м}^2$.

Рассчитывая баллистику РКН было проанализировано изменение скорости спутника по орбите; показан, как по начальным условиям движения (или условиям движения в текущей точке траектории) определить тип орбиты спутника, связанный со знаком константы энергии h .

При посадке РН вес ракеты составляет 41 тонну, так как выгорают компоненты топлива и спутник выходит на низкую околоземную орбиту. Раскрытие решетчатых аэродинамических рулей происходит после прохождения атмосферы РН на высоте 1500 м.

Для РКН возьмем жидкостный амортизатор, так как такой ВПА способен выдержать ударную нагрузку при 10,25 тоннах при ударе стойки об землю.

Так как источником энергии является система электропитания РКН, то для включения гидроцилиндров во время посадки РКН воспользуемся схемой электрогидравлического следящего привода с электрической обратной связью.

При работе с водородом и кислородом, необходимо соблюдать технику безопасности в соответствии с требованиями прописанные в своде правил.

Рассчитывая экономическую часть, были рассмотрены вопросы, связанные с обоснованием необходимости и целесообразности затрат на разработку системы посадки. Были определены затраты:

- на разработку системы посадки 89351 у.е;
- на приобретение комплектующих изделий для опытного образца системы 767449437,6 у.е;
- на стоимость основных расходных материалов, используемых на изготовление системы посадки РКН 826700 у.е;
- на основные КРТ для подготовки и заправки РКН 3659049723 у.е.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Чванов, В.К. Маршевая двигательная установка ракеты-носителя с двумя концентрическими компоновками круглых камер вокруг штыревых центральных тел и эжекцией атмосферного воздуха к внутренней компоновке / В.К. Чванов, Л.Е. Стернин, А.Н. Крайко, // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. – 2016. – № 33. – С. 16-27. – EDN YLEQSV. – <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=29026137> (дата обращения 15.10.23)

2 Патент RU 2686593 С1. Решётчатая аэродинамическая поверхность / Комаров В.Т, Комаров С.А, Фефелов А.С, Пузако Д.В, Трушков М.А; Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. - № 2018114376; Заявл. 18.04.2018; Опубл. 29.04.2019 – EDN ZRUVJJ. - <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=38146119> (дата обращения 01.11.23)

3 Гидроцилиндры: учеб.-метод. пособие / Д.Ю. Воронов, [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2011. – 72 с.

4 ГОСТ 5632-2014. Легированные нержавеющие стали и сплавы коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные марки. – Взамен ГОСТ 5632–72; введ. 2014–03–28. – Москва: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М. : Изд-во стандартов, 2014. – 54 с.

5 ГОСТ 4784-97. Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые марки . – Взамен ГОСТ 4784–74; введ. 1994–11–21. – Москва: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации; М. : Изд-во стандартов, 2009. – 32 с.

6 Васильев, В.В. Расчет аэродинамических характеристик ракет-носителей: Учеб, пособие. / В.В. Васильев, Л.В. Морозов, В.Г. Шахов. – Самар, гос. аэрокосм. ун-т. Самара. 2005. 88 с.

7 Решетчатые крылья / С.М. Белоцерковский [и др.] – М.: Машиностроение, 1985. – 320., ил.

8 Механика космического полета: Учебник для вузов/ М.С. Константинов, [и др.]. - М.: Машиностроение, 1989. - 408 с.: ил.

9 Баяндина, Т. А. Расчёт лётных характеристик самолёта [Электронный ресурс]: электр. методические указания / Т. А. Баяндина, А. Г. Кочян; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т)

10 Зезин, В.Г. Динамика и регулирование гидропневмосистем: Учеб. пособие / В.К. Зезин. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2011. – 146с.

11 СП 162Л330610.2014. Требования безопасности при производстве, хранении, транспортировании и использовании жидкого водорода. – Москва: Федеральное космическое агентство (Роскосмос), 2014. – 179с.

12 Инструкция по охране труда при эксплуатации, хранении и транспортировке кислородных баллонов. – 8с [Электронный ресурс]. – <http://www.ballon-torg.ru/> (дата обращения: 25.04.24)

13 Федосеева, В. А. Экономика организации (предприятия) [Электронный ресурс]: учеб. пособие / В. А. Федосеева; Перм. гос. нац. исслед. ун-т. – Электрон. дан. – Пермь, 2018. – 3 Мб; 170 с.

14 Галеев, А.Г. Основы устройства испытательных стендов для отработки ЖРД и ДУ/ А.Г Галеев. – Москва: Изд-во ФКП НИЦ РКП, 2010 – 180с [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.nic-rkp.ru/doc/book_015.pdf

15 Галеев, А.Г. Отработка ракетных двигателей и энергетических установок на водородном топливе и проблемы обеспечения их безопасности, // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. – 2008. – № 3 (59). – С. 29-35. – EDN JTNOSV. – <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=11585337> (дата обращения 20.10.23)

16 Волоцуев, В.В. Введение в проектирование, конструирование и производство ракет: учеб. пособие / В.В. Волоцуев, И.С. Ткаченко. – Самара: Издательство Самарского ун-та, 2017. – 88 с.

17 Белоконов, И.В. Расчет баллистических характеристик движения космических аппаратов: Учеб. пособие / И.В. Белоконов. – Самар. аэрокосм, ун-т. Самара. 1994. 76 с.

18 Расчеты на прочность и жесткость элементов машиностроительных конструкций / В.Е. Хроматов, [и др.]. – М.: Издательство МЭИ, 2023. - 35 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Этапы наземных испытаний

Испытательные стенды играют важную роль в процессе разработки и тестирования ракетных двигателей, а также МРД с центральным телом. Стенды позволяют инженерам проводить всесторонние испытания в контролируемых условиях, что очень важно для обеспечения безопасности и надежности ракетных систем.

К наземным испытаниям МРД с центральным телом относятся: модельные испытания; автономные испытания; комплексные холодные и огневые испытания ДУ.

Модельные испытания позволяют оценить поведение отдельных элементов, агрегатов и систем в различных условиях.

Автономные испытания тестируют работоспособность агрегатов и систем в изоляции от других компонентов

Комплексные холодные и огневые испытания имитируют реальные условия работы двигателя и проверяют работу всех систем.

Комплексные испытания на первом этапе без имитации условий эксплуатации позволяют выявить потенциальные проблемы в более простой среде, прежде чем переходить к более сложным тестам с имитацией реальных условий. Использование пусковых баков и выхлопных диффузоров на заключительном этапе помогает создать условия, максимально приближенные к реальным, что обеспечивает высокую достоверность результатов испытаний.

Холодные испытания ДУ перед огневыми тестами также опасны, поскольку они позволяют проверить системы без риска возгорания, что повышает безопасность процесса.

Устройство испытательного стенда и его основные системы

На сегодняшний день сложность испытательных стендов возрастает в связи с развитием технологий и увеличением мер безопасности и экологичности.

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ А

Это требует от инженеров и разработчиков постоянного совершенствования подходов к проектированию и использованию стендов.

К причинам возрастания можно отнести увеличение сложности и уровня летательного ЛА и ужесточение экологических требований к испытательным стендам, исключаящее техногенное воздействие на окружающую среду.

К испытательным стендам относится: исполнительная и командная часть. Исполнительная часть, обеспечивает воздействие различных эксплуатационных факторов, а командная предназначена для управления информационных систем на объектах испытания и стенда.

Основные системы испытательного стенда

Системы топливоподачи являются ключевым элементом в ракетной технике, обеспечивая надежное хранение и подачу топлива к двигателям.

Система топливоподачи делится на насосные системы, вытеснительные системы, газобаллонные системы.

Насосные системы используют насосы для подачи топлива под давлением, а также позволяет точно контролировать расход топлива.

Вытеснительные системы работают на принципе вытеснения топлива из бака под действием инертного газа, также такие системы просты и надежны.

Газобаллонные системы используют давление газа для подачи топлива без использования механических насосов.

Теплоизоляция КРТ важна для предотвращения испарения и поддержания температуры. Существуют следующие виды теплоизоляции: вакуумная, пористая и экранно-вакуумная

Для длительных испытаний важно обеспечить непрерывную подачу топлива из стендового топливного с возможностью подпитки из баков хранилища, чтобы избежать прерывания текста из-за нехватки топлива. Это требует тщательного планирования и контроля за всей системой топливоподачи.

[14]

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ А

Обеспечение безопасности испытаний ДУ на стенде

Безопасность является первостепенной при проведении испытаний с использованием водородного топлива. Водород, будучи взрывоопасным, требует строгого соблюдения техники безопасности и предварительного инструктажа персонала. Меры безопасности, которые необходимо учитывать относят следующее:

- использование баков с повышенной прочностью для первых испытаний помогает минимизировать риск разгерметизации;
- двигатель должен иметь коэффициент надежности не ниже 0,985, что подтверждается автономными испытаниями;
- перед огневыми испытаниями необходимо провести автономные испытания агрегатов и систем на натуральных компонентах топлива.
- проведение холодных испытаний перед огневыми позволяет проверить совместное функционирование всех систем;
- наличие систем аварийного слива в баках обеспечивает дополнительную безопасность в случае нештатных ситуаций;
- это помогает поддерживать необходимое давление в баках во время испытаний.

Системы пожаровзрывопреждения (СПВП) и САЗ: Они обеспечивают контроль за параметрами двигателя и систем стенда, позволяя своевременно прекратить испытания при отклонении параметров от заданных.

Эти меры помогут обеспечить безопасность персонала и оборудования во время испытаний, а также снизят риск возникновения аварийных ситуаций.

Обеспечения безопасности испытаний на водородном топливе

Аварийные ситуации при испытаниях на водородном топливе могут быть вызваны различными факторами. К основным мерам предосторожности и методу предотвращения опасных ситуаций можно отнести:

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ А

– постоянное обслуживание и проверка системы на наличие конденсата, чтобы предотвратить накопление кристаллов воздуха или кислорода в жидком водороде.

– повышенные требования к герметичности систем помогают избежать утечек водорода и контакта с воздухом.

– применение систем дожигания водородных выбросов для нейтрализации потенциально опасных смесей.

– обеспечение контроля за составом смесей водорода с воздухом и кислородом, чтобы предотвратить их самовоспламенение.

– идентификация и устранение возможных источников инициирования, которые могут привести к детонации.

Минимальная энергия и температура, необходимые для самовоспламенения водородно-воздушной смеси, действительно невелики — всего 0,02 мДж и 700 К соответственно. Это подчеркивает важность строгого соблюдения всех мер безопасности. [15]

Испытание гидроцилиндра

Гидроцилиндры испытываются заводом-изготовителем. Стенд для испытания гидроцилиндров (рис. А.1) содержит испытываемый 12 и нагрузочный 19 цилиндры, бак, насос 2, предохранительный 26 и подпорный 25 клапаны, фильтр 4, распределитель 6, дроссели 5, 7, 20 и 21, обратные клапаны 23, 24, вентили 9, 10, 14 и 15, манометры 3, 11, 13, 18 и 22, мензурки 8, 16 и линейку 17. [3]

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ А

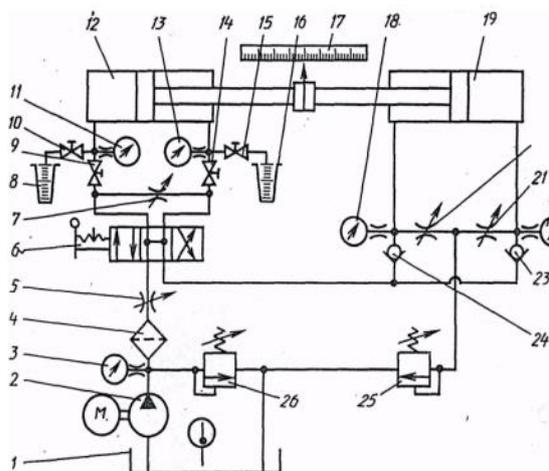


Рисунок А.1 – Схема стенда для испытания гидроцилиндров

Процедура, включения испытательного стенда представляет собой комплексный подход к проверке гидравлических систем, включая проверку прочности, герметичности и функционирования. Существует несколько процедурных проверок гидроцилиндра:

- при проверке прочности проверяется давление в двух крайних положениях давлением $1,5p_{\text{ном}}$ в течение 3 минут;
- при проверке устойчивости штока проверяется выдвигание на $0,95-0,98$ его хода;
- проверка наружной герметичности проводится при давлении не менее $1,25p_{\text{ном}}$;
- проверка внутренних утечек осуществляется при номинальном давлении не менее чем через 30 секунд после остановки поршня.
- проверка давления страгивания выполняется в двух крайних положениях с использованием манометров для контроля перепада давлений.

Скорость поршня измеряется с помощью линейки и секундомера, а развиваемое цилиндром усилие F проверяется по перепаду давлений в нагрузочном цилиндре, регулируемом дросселями.

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ А

Эти методы обеспечивают комплексную проверку системы и помогают гарантировать её надёжность и безопасность в эксплуатации.

Вычислим механический КПД цилиндра:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{F}{100 \cdot (p_{\text{ном}} \cdot A_1 - p_{\text{сл}} \cdot A_2)}, \quad (\text{A.1})$$

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{5,846 \cdot 10^3}{100 \cdot (2,6 \cdot 10^6 \cdot 31,252 - 1,6 \cdot 10^6 \cdot 23,189)} = 1,324\%,$$

где $p_{\text{сл}}$ – давление в сливной линии; A_1 , A_2 – площади поршня в поршневой и штоковой полостях (F , H ; p , МПа; A , см^2).

Определим полный КПД:

$$\eta = \frac{\eta_{\text{мех}} \cdot (100 \cdot A_1 \cdot v)}{(100 \cdot A_1 \cdot v + q)}, \quad (\text{A.2})$$

$$\eta = 1,324 \cdot \frac{(100 \cdot 31,252 \cdot 0,086)}{(100 \cdot 31,252 \cdot 0,086 + 20)} = 1,233\%,$$

где v – скорость движения штока при нагрузке, соответствующей перепаду давлений в полостях, равному $p_{\text{ном}}$; q – внутренние утечки (A , см^2 ; U , м/мин; q , см^3 /мин).

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Расчёт массовых характеристик одноступенчатой многоразовой ракеты космического назначения

Массовые характеристики ракеты

При проектировании РКН используются следующие относительные массовые проектные характеристики:

– число Циолковского (отношение стартовой массы ракеты m_0 к массе ракеты после выработки топлива $m_0 - m_T$):

$$z = \frac{m_0}{m_0 - m_T} = \frac{290}{290 - 130} = 2. \quad (\text{Б.1})$$

– относительная масса ракеты (отношение стартовой массы ракеты m_0 к массе полезной нагрузки $m_{ПН}$):

$$p = \frac{m_0}{m_{ПН}} = \frac{300}{2} = 150m. \quad (\text{Б.2})$$

Характеристическая скорость ракеты

Характеристическая скорость ракеты – скорость, которая ракета могла бы достичь в пустоте, двигаясь прямолинейно под действием силы тяги реактивного двигателя

Вычислим характеристическую скорость РКН:

$$V_x = w \cdot \ln \left(\frac{m_0}{m_0 - m_T} \right) + V_0 = w \cdot \ln \cdot (z) + V_0, \quad (\text{Б.3})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Б

где V_0 - скорость ракеты в момент запуска реактивного двигателя (для ракеты космического назначения $V_0 = 0$ м/с); ω – скорость истечения продуктов горения из сопла маршевого двигателя $\omega = 3000$ м/с.

Определим характеристическую скорость по выражению (Б.3):

$$V_x = 6500 \cdot \ln \cdot (2) + 0 = 4500 \text{ м / с.} \quad (\text{Б.4})$$

В реальных условиях движения объектов, таких как ракеты или самолёты, существенную роль играют потери скорости, вызванные тормозящими воздействиями окружающей среды. Одним из ключевых факторов, влияющих на эти потери, является сопротивление атмосферы, которое также известно как аэродинамическое сопротивление.

Реальная конечная скорость ракеты после выгорания топлива будет равна:

$$V_k = V_x - \Delta V, \quad (\text{Б.5})$$

где ΔV – потери характеристической скорости ракеты, $\Delta V = 200$ м/с.

Находим конечную скорость ракеты:

$$V_k = V_x - \Delta V = 4500 - 200 = 4300 \text{ м / с.} \quad (\text{Б.6})$$

Тяговые характеристики РКН

Определим тягу двигателя на Земле для одноступенчатой многоразовой ракеты:

$$P_0 = m_0 \cdot n_0 \cdot g_0 = 300 \cdot 1,4 \cdot 9,8 = 4116 \text{ кН.} \quad (\text{Б.7})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Вычислим секундный массовый расход:

$$m = \frac{P_0}{I_y}. \quad (\text{Б.8})$$

Определяем массовый расход:

$$m = \frac{P_0}{I_y} = \frac{4116}{4414,9} = 0,9 \text{ кг / с}. \quad (\text{Б.9})$$

Время работы маршевой двигательной установки: [16]

$$t_k = \frac{m_T}{m} = \frac{130}{0,9} = 144,4 \text{ с}. \quad (\text{Б.10})$$

Расчетывания маневра схода с орбиты РКН при возвращении на Землю

Маневр схода с орбиты – этап возвращения РКН на Землю. Для обеспечения сохранности аппарата необходимо тщательно контролировать множество параметров, включая угол входа в атмосферу θ_n который играет важную роль в минимизации перегрузок и термодинамического нагрева.

Вход в атмосферу должен быть оптимизирован для достижения следующих целей:

- минимизация перегрузок;
- контроль термодинамического нагрева;
- управляемость спуска.

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Для расчёта оптимального угла входа используются сложные математические модели и компьютерное моделирование, учитывающие множество переменных, включая массу и форму аппарата, его скорость и траекторию, а также текущее состояние атмосферы.

Рассчитаем минимальное значение тормозного импульса:

$$\Delta V_t = V_{орб} \cdot \left[1 - \sqrt{\frac{2 \cdot (\tilde{r} - 1)}{(\tilde{r} \sec \theta_{ex}^*)^2 - 1}} \right], \quad (\text{Б.11})$$

где $V_{орб} = \sqrt{\frac{\mu}{r^{(0)}}}$ – скорость движения по круговой предпусковой орбите радиуса $r^{(0)}$, $\tilde{r} = \frac{r^{(0)}}{R_{атм}}$ – радиус условной границы атмосферы ($R_{атм} = R_3 + 100$ км).

Оптимальный угол ориентации тормозного импульса равен:

$$\alpha_{opt} \begin{cases} 0, \text{ при } |b| > 1; \\ \arccos b, \text{ при } |b| \leq 1; \end{cases} \quad (\text{Б.12})$$

где $b = \frac{\Delta V_T'^2 + 2(\tilde{r} - 1)}{\Delta V_T'}$, $\Delta V_T' = \frac{\Delta V_T}{V_{орб}}$

Скорость движения по круговой предпусковой орбите:

$$V_{орб} = \sqrt{\frac{\mu}{r^{(0)}}} = \sqrt{\frac{398600}{160000}} = 1,578 \text{ км/с}. \quad (\text{Б.13})$$

Вычисляем радиус атмосферы:

$$R_{атм} = R_3 + 100 = 6371 + 100 = 6471 \text{ км}. \quad (\text{Б.14})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Б

Радиус условной границы атмосферы:

$$\tilde{r} = \frac{r^{(0)}}{R_{атм}} = \frac{160}{6471} = 0,024 км. \quad (Б.15)$$

Подставим полученные значения в выражения (Б.11):

$$\Delta V_t = 1,578 \cdot \left[1 - \sqrt{\frac{2 \cdot (0,024 - 1)}{(0,024 \sec 45)^2 - 1}} \right] = 1,267 км / с.$$

Находим $\Delta V_T'$:

$$\Delta V_T' = \frac{1,267}{1,578} = 0,803 км / с.$$

Находим b :

$$b = \frac{0,803^2 + 2(0,024 - 1)}{0,803} = 59,901.$$

Из этого следует, что оптимальный угол ориентации тормозного импульса равен 0° , так как $|b| > 1$ [17]

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Расчёт на прочность

Прочностные расчеты являются главной частью процесса конструирования летательных аппаратов. Они позволяют гарантировать, что конструкция будет способна выдерживать нагрузки, возникающие во время различных этапов миссии, включая запуск, работу в космосе и возвращение на Землю.

Несущая способность элемента конструкции определяется как максимальная нагрузка, которую элемент может выдержать без разрушения. Разрушение может происходить по-разному, в зависимости от типа нагрузки и характеристик материала. Например, при растяжении это может быть разрыв, а при сжатии — потеря устойчивости.

Модель накопления повреждений учитывает, что повреждения могут накапливаться со временем под воздействием повторяющихся или длительных нагрузок. Это особенно актуально для космических аппаратов, которые могут подвергаться циклическим нагрузкам во время транспортировки или длительным нагрузкам во время нахождения в космосе.

Прочностные расчеты для летательных аппаратов требуют комплексного подхода, включающего анализ материалов, геометрии элементов и условий эксплуатации. Используются различные методы, такие как численное моделирование методом конечных элементов (МКЭ), чтобы точно предсказать поведение конструкции под нагрузкой.

Расчёт на прочность решетчатых аэродинамических рулей

$N_z=50\text{кН}$; $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$; $a=1000 \text{ мм}$

Напряжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]. \quad (\text{B.1})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ В

Площадь поперечного сечения:

$$A = a^2 = 1000^2 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (\text{B.2})$$

Определяем напряжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{50000}{1 \cdot 10^{-6}} = 50 \text{ МПа}.$$

Перемещение:

$$\Delta x = \frac{N \cdot x}{E \cdot A} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,1}{86,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 0,058 \text{ м}. \quad (\text{B.3})$$

Деформация

Находим абсолютно линейную деформацию:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 2000}{86,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 1151 \text{ м}^2. \quad (\text{B.4})$$

Относительная деформация:

$$\varepsilon = \frac{N}{E \cdot A} = \frac{50 \cdot 10^3}{86,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 0,575 \text{ м}^2. \quad (\text{B.5})$$

Расчёт на прочность взлётно-посадочных амортизаторов

$N_z = 75 \text{ кН}$; $[\sigma] = 200 \text{ МПа}$

Напряжение:

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ В

$$\sigma_{\max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]. \quad (\text{B.6})$$

Площадь поперечного сечения:

$$A = \pi \cdot d^2 = \pi \cdot 410^2 = 5,281 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (\text{B.7})$$

Определяем напряжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{75 \cdot 10^3}{5281 \cdot 10^{-6}} = 0,142 \text{ МПа}.$$

Перемещение:

$$\Delta x = \frac{N \cdot x}{E \cdot A} = \frac{75 \cdot 10^3 \cdot 0,1}{2,14 \cdot 10^9 \cdot 5281 \cdot 10^{-6}} = 6,636 \text{ м}^2. \quad (\text{B.8})$$

Деформация

Находим абсолютно линейную деформацию:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = \frac{75 \cdot 10^3 \cdot 3400}{2,14 \cdot 10^9 \cdot 5,281 \cdot 10^{-6}} = 2,256 \text{ м}^2. \quad (\text{B.9})$$

Относительная деформация:

$$\varepsilon = \frac{N}{E \cdot A} = \frac{75 \cdot 10^3}{2,14 \cdot 10^9 \cdot 5,821 \cdot 10^{-6}} = 6,636 \text{ м}^2. \quad (\text{B.10})$$

Расчёт на прочность корпуса РКН

$N_z=2780\text{кН}; [\sigma] = 200 \text{ МПа}$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ В

Напряжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]. \quad (\text{B.11})$$

Площадь поперечного сечения:

$$A = \pi \cdot d^2 = \pi \cdot 10000^2 = 314,159 \text{ м}^2. \quad (\text{B.12})$$

Определяем напряжение:

$$\sigma_{\max} = \frac{2780 \cdot 10^3}{314,159} = 8,849 \text{ МПа}. \quad (\text{B.13})$$

Перемещение:

$$\Delta x = \frac{N \cdot x}{E \cdot A} = \frac{2780 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{86,9 \cdot 10^9 \cdot 314,159} = 2,037 \text{ м}^2. \quad (\text{B.14})$$

Деформация

Находим абсолютно линейную деформацию:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = \frac{2780 \cdot 10^3 \cdot 30500}{86,9 \cdot 10^9 \cdot 314,159} = 3,106 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad (\text{B.15})$$

Относительная деформация: [18]

$$\varepsilon = \frac{N}{E \cdot A} = \frac{2780 \cdot 10^3}{86,9 \cdot 10^9 \cdot 314,159} = 1,018 \text{ м}^2. \quad (\text{B.16})$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Коэффициент силы сопротивления трения РКН при нулевом угле атаки. Коэффициент сопротивления трения корпуса

Коэффициент сопротивления трения для безотрывного обтекания поверхности корпуса летательного аппарата (ЛА) пограничным слоем является важным параметром при аэродинамическом расчете.

Коэффициент сопротивления трения определяется следующим образом:

$$c_{xтркорп} = c_{fM} = \frac{\eta_M \cdot S_{корп}}{S_{Mкорп}}, \quad (\text{Г.1})$$

где $c_{fM=0}$ – коэффициент трения одной стороны плоской пластины в несжимаемом потоке;

$\eta_M = 1,2687$ – коэффициент влияния сжимаемости воздуха на сопротивление трения;

$S_{M\text{ корп}}$ – площадь миделя корпуса;

$S_{корп}$ – площадь боковой поверхности корпуса, безотрывно обтекаемая пограничным слоем.

Вычислим площадь миделя корпуса:

$$S_{Mкорп} = \frac{\pi \cdot D_M^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} = 78,54 \text{ м}^2. \quad (\text{Г.2})$$

Площадь боковой поверхности корпуса:

$$S_{корп} = \pi \cdot \left(\frac{D_M}{2}\right) \cdot \left(L + \frac{D_M}{4}\right)^{0,5}. \quad (\text{Г.3})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Г

$$S_{корп} = 3,14 \cdot \left(\frac{10}{2}\right) \cdot \left(30,5 + \frac{10}{4}\right)^{0,5} = 117,022 \text{ м}^2.$$

Подставим полученные значения в выражение (Г.1):

$$c_{хтркорп} = c_{fM} = \frac{1,2687 \cdot 117,022}{78,54} = 1,89.$$

Удвоенный коэффициент трения $2e_{fM=0}$ определяется по формулам в зависимости от числа Рейнольдса Re

- для ламинарного пограничного слоя при значениях чисел Рейнольдса в диапазоне $Re < 485000$:

$$2e_{fM=0} = \frac{2,656}{(Re)^{0,5}} = \frac{2,656}{(1,691 \cdot 10^{10})^{0,5}} = 2,043 \cdot 10^{-5}. \quad (\text{Г.4})$$

Находим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{a_{\infty} \cdot M_{\infty} \cdot L_{корп}}{\nu} = \frac{307,84 \cdot 2,1 \cdot 30,5}{1,1661 \cdot 10^{-3}} = 1,691 \cdot 10^7. \quad (\text{Г.5})$$

a_{∞} - скорость звука на заданной высоте;

ν - коэффициент кинематической вязкости.

Коэффициент кинематической вязкости и скорость звука определяются по таблице стандартной атмосферы в зависимости от высоты полета летательного аппарата

Относительная координата точки перехода x_T :

$$\bar{x}_T = \min \cdot \left\{ \left(\frac{10^n}{Re} \right), \left(\frac{L_{настоянке}}{L_{корп}} \right) \right\}. \quad (\text{Г.6})$$

Систем координат

Воспользуемся двумя системами координат: $OXYZ$ – системой, связанной с несущей поверхностью, и $OX_aY_aZ_a$ – поточной. Ось OX направим вдоль хорды плана крыла, ось OY – расположим в плоскости симметрии крыла, а ось OZ – вдоль размаха крыла так, чтобы получилась правая прямоугольная система. В скоростной системе координат ось OX_a совпадает с направлением вектора скорости полёта, ось OY_a – лежит в плоскости симметрии крыла, а ось OZ_a – вправо по размаху.

Движение крыла как твёрдого тела в данный момент времени будет полностью определяться вектором скорости центра или любой другой точки и вектором угловой скорости вращения относительно этой точки (центра)

Пусть \vec{V} – вектор абсолютной скорости подвижного начала O и $\vec{\Omega}$ – вектор абсолютной угловой скорости крыла.

Векторные кинематические характеристики абсолютного движения крыла будем проектировать на подвижные оси связанной системы координат:

$$\vec{V} = \vec{i} \cdot V_x + \vec{j} \cdot V_y + \vec{k} \cdot V_z. \quad (\Gamma.7)$$

$$\vec{\Omega} = \vec{i} \cdot \Omega_x + \vec{j} \cdot \Omega_y + \vec{k} \cdot \Omega_z. \quad (\Gamma.8)$$

При рассмотрении неустановившегося движения решетчатого крыла, когда основным является поступательное перемещение с постоянной скоростью, кинематические параметры вводятся в следующем виде: $q_1 = \alpha$; $q_2 = \beta$;

$$q_3 = w_x = \frac{\Omega_x \cdot b}{V}. \quad (\Gamma.9)$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Г

$$q_4 = w_y = \frac{\Omega_y \cdot b}{V}. \quad (\text{Г.10})$$

$$q_5 = w_z = \frac{\Omega_z \cdot b}{V}, \quad (\text{Г.11})$$

где здесь α и β углы атаки и скольжения; b – характерный размер; $\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z$ – проекции абсолютной угловой скорости решетчатого крыла на оси связанной системы координат.

Момент аэродинамических сил, действующих на крыло, центром приведения которых является начало O , спроектируем на те же оси:

$$\vec{M} = \vec{i} \cdot M_x + \vec{j} \cdot M_y + \vec{k} \cdot M_z. \quad (\text{Г.12})$$

Проекцию M_x называют моментом крена или поперечным моментом, M_y – моментом рыскания, M_z – моментом тангажа или продольным моментом

Положительные направления угловых скоростей вращающегося крыла и аэродинамических моментов соответствуют правилу правого винта. Положение крыла в потоке принято характеризовать углами атаки α и скольжения β . Результирующая аэродинамическая сила \vec{R} характеризует реакцию среды на движущееся крыло. Спроектируем вектор силы на оси связанной системы координат:

$$\vec{R} = \vec{i} \cdot X + \vec{j} \cdot Y + \vec{k} \cdot Z. \quad (\text{Г.13})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Г

Величину X называют продольной, Y – нормальной, Z – поперечной силами.

Проектируем результирующую аэродинамических сил на оси скоростной системы координат, получим:

$$\vec{R} = -\vec{i} \cdot X_a + \vec{j} \cdot Y_a + \vec{k} \cdot Z_a, \quad (\text{Г.14})$$

где проекция X_a – сила лобового сопротивления, Y_a – подъёмная сила, Z_a – боковая сила.

Компоненты сил в скоростной системе координат выражаются через проекции на связанные оси по известным формулам:

$$X_a = X \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta + Y \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta - Z \cdot \sin \beta. \quad (\text{Г.15})$$

$$Y_a = Y \cdot \cos \alpha - X \cdot \sin \alpha. \quad (\text{Г.16})$$

$$Z_a = X \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta + Y \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta + Z \cdot \cos \beta. \quad (\text{Г.17})$$

Находим продольные, нормальные и поперечные силы:

$$X = C_{xa} \cdot q_\infty \cdot S = 0,597 \cdot 2,68 \cdot 10^5 \cdot 2,413 \cdot 10^3 = 3,278 \cdot 10^8. \quad (\text{Г.18})$$

$$Y = C_y \cdot q_\infty \cdot S = 0,4920 \cdot 2,68 \cdot 10^5 \cdot 2,413 \cdot 10^3 = 3,181 \cdot 10^8. \quad (\text{Г.19})$$

$$Z = C_z \cdot q_\infty \cdot S = 0,607 \cdot 2,68 \cdot 10^5 \cdot 2,413 \cdot 10^3 = 3,925 \cdot 10^8. \quad (\text{Г.20})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Г

Так как $\alpha = 45^\circ$; $\beta = 45^\circ$

Подставим полученные значения в выражение (Г.18); (Г.19); (Г.20):

$$X_a = 4,545 \cdot 10^7; Y_a = -6,858 \cdot 10^6; Z_a = 6,005 \cdot 10^8.$$

Коэффициент сопротивления давления донной части

Донное сопротивление является важным фактором при проектировании летательных аппаратов, особенно при высоких скоростях полета. Оно возникает из-за разряжения, которое формируется за тупым основанием тела, и может существенно влиять на общие аэродинамические характеристики.

Так как величина донного сопротивления зависит от множества факторов:

- формы кормовой части тела;
- наличие хвостового оперения и реактивной струи двигателя;
- длины корпуса, состояние пограничного слоя и температура поверхности

Определим условную площадь донного среза $S_{\text{дн}}^*$:

$$S_{\text{дн}}^* = \frac{\pi \cdot (D_{\text{дн}}^*)^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7500^2}{4} = 44,179 \text{ м}^2. \quad (\text{Г.21})$$

Геометрические параметры кормовой части $\eta_{\text{к}}^*$ и $\lambda_{\text{к}}^*$:

$$\eta_{\text{к}}^* = \frac{D_{\text{дн}}^*}{D} = \frac{7500}{10000} = 0,75. \quad (\text{Г.22})$$

$$\lambda_{\text{к}}^* = \frac{L_{\text{к}}^*}{D} = \frac{6000}{10000} = 0,6. \quad (\text{Г.23})$$

При наличии реактивных струй, вытекающих из МРД с центральным телом, работающего двигателя с диаметром D_c каждого сопла на его срезе, за площадь донной части

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Г

летательного аппарата, на которую действует воздушный поток, принимается часть площади донного среза:

$$S_{\text{дон}} = S_{\text{дн}} - m \cdot S_c. \quad (\text{Г.25})$$

Вычислим площадь среза:

$$S_c = \frac{\pi \cdot d_{\text{ЦГ}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1500^2}{4} = 1,762 \text{ м}^2. \quad (\text{Г.26})$$

Определим площадь донного среза $S_{\text{дн}}$:

$$S_{\text{дн}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{дн}})^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6500^2}{4} = 33,183 \text{ м}^2 \quad (\text{Г.27})$$

Находим площадь донного среза $S_{\text{дон}}$:

$$S_{\text{дон}} = S_{\text{дн}} - m \cdot S_c = 33,183 - 16 \cdot 1,762 = 4,909 \text{ м}^2. \quad (\text{Г.28})$$

С числом Маха $M_\infty \geq 0,8$ при дозвуковых и сверхзвуковых скоростях полета коэффициент силы донного сопротивления давления определяется по формуле:

$$c_{\text{хддон}} = \frac{(-c_{p\text{дн}})_{\eta k=1} \cdot k_\eta \cdot S_{\text{дон}}}{S_{\text{Мкорп}}}, \quad (\text{Г.29})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Г

где $(-c_{p\partial n})_{\eta k=1}$ - коэффициент давления донной части для тел вращения при отсутствии кормовой части; k_η - коэффициент, учитывающий форму кормовой части. [6]

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Расчёт второй гильзы жидкостного амортизатора

Рассчитаем необходимые параметры для проектировки и сборки первой гильзы амортизатора.

Исходные данные для расчёта амортизатора:

– диаметр гильзы $D=400$ мм;

– диаметр штока $d=320$ мм;

– расход масла при прямом и обратном ходе $Q_1 = 20$ л/мин, $Q_2 = 22$ л/мин.

Площадь алюминиевой фольги и штоковой полости:

$$A_1 = \frac{D^2}{127} = \frac{400^2}{127} = 1260 \text{ см}^2. \quad (\text{Д.1})$$

$$A_2 = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{400^2 - 320^2}{127} = 453,543 \text{ см}^2. \quad (\text{Д.2})$$

Вычислим усилие:

$$F_1 = 100 \cdot k_{mp} \cdot (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2), \quad (\text{Д.3})$$

$$F_1 = 100 \cdot 0,95 \cdot (50 \cdot 1260 - 40 \cdot 453,543) = 4261 \text{ кН}.$$

Определим F_2 :

$$F_2 = 100 \cdot k_{mp} \cdot (p_2 \cdot A_2 - p_1 \cdot A_1), \quad (\text{Д.4})$$

$$F_2 = 100 \cdot 0,95 \cdot (40 \cdot 453,543 - 50 \cdot 1260) = -4261 \text{ кН},$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

где $k_{\text{тр}} = 0,9 \dots 0,98$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в системе; p_1 , p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях, МПа.

Вычислим скорость прямого и обратного хода:

$$U_1 = 1270 \cdot \left(\frac{Q_1}{D^2} \right) = 1270 \cdot \left(\frac{20}{400^2} \right) = 0,159 \text{ м / мин.} \quad (\text{Д.5})$$

$$U_2 = 1270 \cdot \left(\frac{Q_2}{D^2 - d^2} \right) = 1270 \cdot \left(\frac{22}{400^2 - 320^2} \right) = 0,485 \text{ м / мин.} \quad (\text{Д.6})$$

$$U_1 = 0,159 \text{ м / мин} = 0,026 \text{ м / с};$$

$$U_2 = 0,485 \text{ м / мин} = 0,080 \text{ м / с}.$$

Вычислим усилие:

$$F = k_3 \cdot F_H = 1,5 \cdot 4261 = 6391 \text{ кН.} \quad (\text{Д.7})$$

При дроссельном регулировании коэффициент запаса ($k_3=1,5 \dots 3$), обеспечивает надёжность жидкостного амортизатора в различных условиях работы. Этот коэффициент позволяет учесть возможные отклонения и непредвиденные нагрузки, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации оборудования.

Выбор диаметра цилиндра и максимального рабочего давления в амортизаторе должен учитывать специфику работы оборудования, такую как переходные режимы или моменты резания, которые могут существенно влиять на нагрузки.

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

Так как номинальное давление p (МПа) и тип цилиндра задаются из стандартного ряда, найдём диаметр цилиндра с учетом его КПД η_m (0,85...0,95) и коэффициента потерь давления η_r (0,75...0,9):

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{p \cdot \eta_m \cdot \eta_r}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{6391 \cdot 10^3}{40 \cdot 0,85 \cdot 0,75}} = 567,717 \text{ мм.} \quad (\text{Д.8})$$

Если количество масла, поступающего в амортизатор, остаётся постоянным, то соотношение скоростей прямого и обратного хода ($U_1 < U_2$):

$$d = D \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{U_1}{U_2}\right)} = 565,717 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,0026}{0,0080}\right)} = 464 \text{ мм.} \quad (\text{Д.9})$$

Из стандартного ряда ГОСТ 6540-68 выбирается диаметр гильзы амортизатора D и штока d . Когда рассчитали D и d уточняется усилие F с учетом всех её нагрузок. Цилиндр преодолевает силы полезной нагрузки F_H (например, силы резания, зажима, подъема, поворота, удержания и т. д.), трения $F_{тр1}$ в направляющих, $F_{тр2}$ в уплотнениях поршня и штока, веса G , противодействия $F_{пр}$, зависящие от сопротивления сливу жидкости из нерабочей полости в процессе работы оборудования, а в динамических режимах – инерционные нагрузки $F_{ин}$:

$$F = F_H + F_{mp1} + \sum F_{mp2} + G + F_{пр} + F_{ин}. \quad (\text{Д.10})$$

Определяем силу трения $F_{тр1}$:

$$F_{mp1} = f \cdot G = f \cdot m \cdot g = 0,05 \cdot 500 \cdot 9,8 = 245 \text{ Н,} \quad (\text{Д.11})$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

где f – коэффициент трения от 0,05 до 0,08 свыше 0,2 м/с; и от 0,10 до 0,12 при скоростях меньше 0,2 м/с.

Найдём силу противодействия жидкости:

$$F_{np} = \Delta p_{np} \cdot A_{1-2} = 2 \cdot 1260 = 2520H, \quad (Д.12)$$

где Δp_{np} – потери давления на трение жидкости сил, МПа, принимается $\Delta p_{np} = 0,05p$; A_{1-2} – поршневая(фольга) или штоковая площадь поршня, мм².

Вычислим инерционные силы:

$$F_{ин} = \frac{G \cdot U}{q \cdot t_0} = \frac{4,9 \cdot 10^3 \cdot 0,0080}{9,8 \cdot 0,01} = 404,225H, \quad (Д.13)$$

где $G = mg$ – ориентировочный вес перемещения частей, Н; U – максимальная скорость рабочего органа, м/с; $t_0 = 0,01 \dots 0,5$ с время разгона поршня до рабочей скорости; $q = 9,81$ – ускорение свободного падения.

Рассчитаем пути разгона и торможения:

$$x_1 = U_1 \cdot t_0 = 0,027 \cdot 0,01 = 0,00027мм. \quad (Д.14)$$

$$x_2 = U_2 \cdot t_0 = 0,080 \cdot 0,01 = 0,00080мм. \quad (Д.15)$$

Определим ускорения разгона и торможения:

$$\alpha_1 = \frac{0,139 \cdot U_1}{x_1} = \frac{0,139 \cdot 0,027}{0,00027} = 0,037м / с^2. \quad (Д.16)$$

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

$$\alpha_2 = \frac{0,139 \cdot U_2}{x_2} = \frac{0,139 \cdot 0,080}{0,00080} = 0,112 \text{ м/с}^2, \quad (\text{Д.17})$$

где U – скорость поршня, м/с; x_1 , x_2 – пути разгона и торможения, мм.
Горизонтальное движение $G = 0$.

Рассчитаем толщину стенки амортизатора:

$$j = \frac{p_{\max} \cdot D}{2 \cdot [\sigma_p]} = \frac{2,5 \cdot 400}{2 \cdot 55} = 9 \text{ мм}, \quad (\text{Д.18})$$

где p_{\max} – максимальное давление в цилиндре, МПа; $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение, для стали $[\sigma_p] = 50\text{--}60$ МПа.

Так как толщина стенки $j \leq 0,1D$, то диаметральная деформация ΔD (мкм) находится по формуле:

$$\Delta D = \frac{2,17 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D^2}{j} = \frac{2,17 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 400^2}{1,489} = 1528 \text{ мкм}. \quad (\text{Д.19})$$

Проверим стенки второй гильзы амортизатора на прочность:

$$\sigma = 0,4 \cdot D^2 + \frac{1,3 \cdot D_{\text{нар}}^2}{D_{\text{нар}}^2} + D^2 \cdot p_y, \quad (\text{Д.20})$$

$$\sigma = 0,4 \cdot 400^2 + \frac{1,3 \cdot 410^2}{410^2} + 410^2 \cdot 40 = 6,788 \text{ МПа},$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр гильзы цилиндра, мм; p_y – условное давление, МПа.

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

Когда в штоке сжимаются нагрузки, то может возникнуть прогиб (потеря устойчивости). Для того чтобы не было сжатие нагрузки в штоке, нужно определить приведенный ход:

$$s_{np} = s \cdot k_3 = 4 \cdot 1 = 4, \quad (\text{Д.21})$$

где k_3 – коэффициент закрепления ($k_3=0,5\dots 2$).

Вычислим критическую силу:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(ks)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,049 \cdot 10^5}{(1 \cdot 4)^2} = 1,422 \text{ кН}, \quad (\text{Д.22})$$

где $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости термообработанного штока, изготовленного из качественной конструкционной стали; $J_{\min}=0,1d^4$ – наименьший момент инерции поперечного сечения штока, мм⁴; ks^2 – приведенная длина цилиндра, мм

Определяем запас устойчивости:

$$n_y = \frac{F}{F} \geq [n_y] = 3,8 : 5,8. \quad (\text{Д.23})$$

В амортизаторе применяют тормозные устройства, исключая резкий удар о крышку. Различают два способа торможения: с контролем по времени и по пути.

Вычислим длину тормозного конуса:

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

$$y = 0,46 \cdot \left(\frac{U_0^2}{\alpha_{\max}} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,46 \cdot \left(\frac{0,026^2}{1,199} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4,68 \text{ мм.} \quad (\text{Д.24})$$

Когда происходит торможение стойки амортизатора диаметральный зазор рассчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{166}{d \cdot 166} \cdot \sqrt[3]{\frac{A_2^2 \cdot \nu \cdot d^2 \cdot x \cdot U_0}{m \cdot U_0}}, \quad (\text{Д.25})$$

$$\frac{1}{d}$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{453,543^2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 320^2 \cdot 0,00080 \cdot 0,080}{500 \cdot 0,080}} = 290 \text{ мкм,}$$

$$\frac{0,00080 + 715 \cdot 40 \cdot 1260}$$

где $\nu = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость масла.

Увеличение давления в задней полости цилиндра при равнозамедленном торможении следующее:

$$\Delta p = \frac{m \cdot U_0}{720 \cdot x \cdot A_2} = \frac{500 \cdot 0,080}{720 \cdot 0,00080 \cdot 454,543} = 0,153 \text{ МПа.} \quad (\text{Д.26})$$

Плавность движения механизмов подачи в агрегатных станках действительно критична, особенно при работе с высокой точностью. Размеры амортизатора и его способность обеспечивать малые подачи при минимальных расходах являются ключевыми параметрами для достижения этой плавности. Для обеспечения устойчивого движения с подачей $s=4 \text{ мм/мин}$, важно правильно подобрать диаметр цилиндра D , чтобы минимизировать влияние дросселирующих устройств и обеспечить необходимую точность движения.

Вычислим сжимаемость масла в рабочей полости амортизатора:

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ Д

$$\tau = 0,06 \cdot \frac{A \cdot H \cdot \Delta p}{QE} = 0,06 \cdot \frac{453,543 \cdot 10 \cdot 0,153}{20 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,0014 \text{с}, \quad (\text{Д.27})$$

где Δp – изменение давления, МПа.

Определим объем масла в полостях:

$$V = \frac{D_{\text{фольги}} \cdot \pi \cdot h_{\text{ход}}}{4} = \frac{320 \cdot 3,14 \cdot 300}{4} = 2,4 \text{м}^3. \quad (\text{Д.28})$$

Найдём высоту столба масла:

$$H = \frac{p}{\rho_m \cdot g} = \frac{40 \cdot 10^{-3}}{900 \cdot 9,8} = 45 \text{см}. \quad (\text{Д.30})$$

Статическая жесткость цилиндра:

$$C = \frac{10 \cdot E}{\left[\left(\frac{A_1^2}{H_1 \cdot A_1} + V_{10} \right) + \frac{A_2^2}{(0,1 \cdot S - H_1) \cdot A_2 + V_{20}} \right]}, \quad (\text{Д.31})$$

$$C = \frac{10 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\left[\left(\frac{1260^2}{45 \cdot 1260} + 2,4 \right) + \frac{453,543^2}{(0,1 \cdot 4 - 45) \cdot 453,543 + 2,4} \right]} = 6,22 \text{Н / мм},$$

где E – модуль упругости масла, МПа. Обычно для практических расчетов принимают $E = (1,4 \dots 1,7) 10^3$ МПа.

Для точных механизмов при разработке амортизатора критерием оценки деформации является податливость (обратная жесткость).

Линейная податливость второй гильзы амортизатора:

$$e_s = \frac{1}{\frac{10 \cdot E}{\left[\left(\frac{A_1^2}{H_1 \cdot A_1} + V_{10} \right) + \frac{A_2^2}{(0,1 \cdot S - H_1) \cdot A_2 + V_{20}} \right]}}, \quad (\text{Д.32})$$

$$e_s = \frac{1}{\frac{10 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\left[\left(\frac{1260^2}{45 \cdot 1260} + 2,4 \right) + \frac{453,543}{(0,1 \cdot 4 - 45) \cdot 453,543 + 2,4} \right]}} = 1,61 \text{ мм} / \text{Н}.$$

Определим собственную частоту:

$$f = 5 \cdot \sqrt{\frac{C}{m}} = 5 \cdot \sqrt{\frac{6,2}{500}} = 5,577 \text{ Гц}, \quad (\text{Д.33})$$

где C , Н/мм; m , кг.

Находим предельную мощность цилиндра: [3]

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0080 \cdot 6391 \cdot 10^3 = 0,863 \text{ кВт}. \quad (\text{Д.34})$$