

Глава 1. ВВЕДЕНИЕ

Развитие современной авиационной и ракетной техники характеризуется значительным ростом скорости, высоты полета и маневренности летательных аппаратов.

Основные задачи по управлению летательным аппаратом, ориентации, автономной навигации и стабилизации решаются с помощью гироскопических приборов и систем, точность работы которых определяет эффективность действия самолетов, ракет и космических кораблей.

На гироскопические системы возлагаются сложные задачи по стабилизации и управлению целым рядом специальных бортовых систем (антенны бортовых радиолокационных станций, чувствительные элементы головок самонаведения реактивных снарядов, авиационные прицелы, аэрофотоаппараты и др.).

Бортовые системы, подлежащие стабилизации на заданном направлении в пространстве, обладают большим весом и моментами инерции; при этом в условиях интенсивных колебаний летательного аппарата гироскопическая стабилизация испытывает значительные динамические нагрузки. Требования высокой точности стабилизации бортовых систем на заданном направлении в пространстве и тяжелые условия их эксплуатации привели к созданию гироскопических стабилизаторов.

Гироскопические системы применяются в различных областях техники: в авиации и на морских судах – в целях навигации и автоматического управления движением корабля; в артиллерии и на танках – для определения курса и стабилизации прицелов и орудий на заданном направлении в пространстве; в горнорудной и нефтяной промышленности – при прокладке шахт и тоннелей, при бурении нефтяных скважин и т.д.

Современные гироскопические приборы и системы представляют собой сложные электромеханические устройства, в конструкциях которых используются высокооборотные синхронные и асинхронные двигатели, безмоментные индуктивные чувствительные элементы, электронные, транзисторные и магнитные преобразователи и усилители, прецизионные сельсинные и потенциометрические дистанционные передачи, редукторные и безредукторные сервоприводы, электромагнитные моментные датчики, прецизионные специальные шариковые подшипники и другие виды прецизионных подвесов (поплавковые, воздушные, электростатические, электромагнитные и др.) и т.д.

В гироскопических стабилизаторах используется свойство гироскопа сохранять неизменным направление вектора кинетического момента в абсолютном пространстве.

Гиростабилизатор вместе с разгрузочным устройством или следящим приводом представляет собой систему автоматического регулирования. При выборе его параметров используются не только принципы теоретической механики, но и методы теории автоматического регулирования.

Теория автоматического регулирования включает в себя исследование вынужденного движения гиростабилизаторов, представляющих собой систему, состоящую из ряда твердых тел. Вынужденное движение гиростабилизатора определяет его погрешность в условиях эксплуатации. Теория гиростабилизаторов также изучает вопросы устойчивости и качества переходных процессов, возникающих при движении платформы. Точность гиростабилизатора в основном определяется средней скоростью отклонения оси стабилизации платформы от заданного направления в пространстве, а также амплитудой периодических колебаний оси стабилизации.

Средняя скорость отклонения оси стабилизации платформы гиростабилизатора, называемая в дальнейшем собственной скоростью

прецессии платформы гиросtabilизатора, является главной его характеристикой.

Собственная скорость прецессии платформы гиросtabilизатора возникает вследствие действия на гироскопы возмущающих моментов. Величина собственной скорости прецессии и амплитуда угловых колебаний платформы гиросtabilизатора зависят от параметров гироскопов и разгрузочных устройств, а также от величины и характера возмущающих моментов.

Величина и характер возмущающих моментов, действующих на платформу и гироскопы гиросtabilизатора, определяются условиями эксплуатации: амплитудой и частотой угловых колебаний, величиной и характером перегрузок, возникающих при движении объекта, на котором установлен гиросtabilизатор, интенсивностью вибраций точек крепления корпуса гиросtabilизатора и др.

Гиросtabilизаторы классифицируют следующим образом: силовые, индикаторно-силовые и индикаторные.

Демпфирующие устройства и упругие элементы снижают скорость прецессии гироскопа, при этом снижается роль гироскопического момента в процессе стабилизации. Это приводит к тому, что гироскопы превращаются в индикаторные приборы, лишь измеряющие отклонение или угловую скорость отклонения платформы от заданного направления.

Гиросtabilизаторы делятся на одно-, двух- и трехосные, или пространственные.

1.1. Гироскопические вертикали

Гироскопические вертикали (гировертикали) предназначены для определения направления истинной вертикали на движущихся объектах.

Являясь одним из приборов системы ориентации подвижного объекта, они применяются как датчики углов крена и тангажа летательного аппарата (или датчики аналогичных углов на других движущихся объектах) и служат для создания на движущемся объекте площадки, стабилизированной в плоскости горизонта.

Снимаемые с измерительных осей прибора электрические сигналы используются в пилотажных, навигационных, радиолокационных системах, визуальных указателях и т.п.

Глава 2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПРИБОРА

Все ссылки относятся к кинематической схеме.

Принцип действия гировертикали на базе двухосного индикаторного гиросtabilизатора с чувствительным элементом БГТУ (бескарданным трехстепенном управляемом гироскопе) заключается в следующем.

Так как предусматривается использование прибора в режимах угловой стабилизации платформы и измерения углового положения подвижного объекта, ось вращения ротора БГТУ необходимо установить перпендикулярно плоскости платформы, жестко связав с ней корпус БГТУ.

БГТУ имеет три степени свободы и не оказывает силового влияния на платформу, т.е. является индикатором, определяющим положение платформы по оси стабилизации. Оси $X_{ВН}$ и $Y_{НАР}$, связанные соответственно с платформой и наружной рамой карданова подвеса, являются осями стабилизации.

Будем рассматривать работу прибора по одному каналу – по оси платформы $X_{ВН}$, подразумевая, что стабилизация и управление по другой оси – оси наружной рамы, осуществляется аналогичным образом.

При действии внешнего момента, платформа отклоняется на угол $\alpha_{П}$. С ДУ α снимается сигнал рассогласования платформы и гироскопа ($\alpha_{П}-\alpha_{Г}$) и поступает через усилитель на двигатель разгрузки Дв1. Ротор двигателя разгрузки Дв1 жестко связан с осью гиросtabilизируемой платформы – $OX_{ВН}$, а статор с наружной рамой карданова подвеса. Он формирует момент, равный по модулю и противоположный по направлению внешнему моменту. Аналогично происходит стабилизация по оси наружной рамы.

Сигнал, пропорциональный углам отклонения, снимается при помощи датчиков углов ДУ ϑ и ДУ γ . Ротор ДУ ϑ связан с осью платформы – $OX_{ВН}$, а

статор - с наружной рамой карданова подвеса. Ротор $ДУ\gamma$ связан с осью наружной рамы карданова подвеса, а статор жестко закреплен на корпусе.

В качестве маятникового чувствительного элемента коррекции, устанавливаемого на платформе используются жидкостные переключатели $ДЖ\alpha$ и $ДЖ\beta$. Они электрически связаны с коррекционными датчиками моментов $ДМ\alpha$ и $ДМ\beta$ соответственно. Если ось OZ гироскопа отклонена от первоначального положения на угол α или β , то с $ДЖ\alpha$ или $ДЖ\beta$ соответственно снимается управляющий сигнал, являющийся функцией угла α или β , который поступает на соответствующий датчик момента. Он формирует момент, гироскоп прецессирует под его действием, система стабилизации платформы следит за положением гироскопа, приводя платформу в горизонтальное положение.

В качестве чувствительного элемента используется БГТУ, поэтому гироскопические моменты не участвуют в активном подавлении внешних возмущающих моментов, действующих по осям стабилизации. Следовательно, мы имеем гиростабилизатор индикаторного типа, основные ошибки которого могут возникнуть только из-за технологичности конструкции датчика момента и датчика угла, т.е. от точности измерения гироскопа.

Глава 3. ОПИСАНИЕ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА

3.1. Описание и обоснование выбора конструкции гироскопа в целом.

Все ссылки относятся к чертежу чувствительного элемента.

Маховик 1 гироскопа имеет колоколообразную форму и установлен во внутренне кольцо сферической шарикоподшипниковой опоры 2. Диаметр маховика ограничивается лишь размерами кожуха 3 гироскопа, что обеспечивает максимальный кинетический момент. Сферическая шарикоподшипниковая опора 2 обеспечивает три степени свободы маховика 1, допуская неограниченный угол поворота вокруг собственной оси вращения (оси Z) и ограниченные углы ($\pm 40'$) поворота вокруг двух других осей (Ox и Oy). Маховик 1 приводится во вращение гидродвигателем, статор 4 которого установлен на наружном кольце сферической шарикоподшипниковой опоры 2, а ротор 5 закреплен на маховике 1. Радиальный шарикоподшипник 6 выполняет роль упора и служит для ограничения углов поворота маховика 1 вокруг осей Ox и Oy. Для регистрации углов поворота маховика 1 относительно платы 7, вокруг измерительных осей Ox и Oy предназначены датчики угла 8 гироскопа. Для обеспечения поворота маховика 1 в пространстве предназначены датчики момента 9 гироскопа. Статорные части датчиков угла 8 и момента 9 гироскопа расположены на плате 7, а общим ротором этих датчиков является ферритовое кольцо 10, закрепленное в торцевой части маховика 1. Гироскоп выполнен герметичным и заполнен водородом до давления 750 мм рт.ст. в целях снижения аэродинамического момента сопротивления и его влияния на дрейф гироскопа (через проекции этого момента на оси чувствительности гироскопа). Для съема и подачи электрических сигналов на гироскоп служат гермовводы 11, выполненные в плате 7.

Выбранная конструкция гироскопа отличается простотой и, следовательно, высокой технологичностью по сравнению с гироскопами, имеющими обычный карданов подвес, и одновременно обеспечивает достижение требуемой, довольно высокой точности гироскопа:

- 1) единая сферическая шарикоподшипниковая опора, сочетающая функции подшипников ротора гиродвигателя и подшипников рамок и реализующая принцип уменьшения трения Жуковского, согласно которому момент трения направлен противоположно вектору относительной угловой скорости вращения колец шарикоподшипника и в данном случае практически не проектируется на оси чувствительности гироскопа;
- 2) отсутствие кардановых рамок;
- 3) отсутствие гибких токоподводов к статору гиродвигателя, которые в гироскопах с кардановым подвесом создают дополнительные возмущающие моменты.

3.2. Описание и обоснование выбора основных узлов конструкции.

Сферическая шарикоподшипниковая опора 2 является одним из основных элементов гироскопа, определяющим его точность. Эта опора обеспечивает неограниченный угол поворота по оси собственного вращения ротора и ограниченные углы поворота по двум другим осям. В качестве такой опоры в гироскопе БГТУ используется подшипник шариковый сферический двухрядный специальный.

3.3. Гиродвигатель

Гиродвигатель является одним из основных узлов гироскопа и оказывает непосредственное влияние на его точностные характеристики.

В связи с жесткими требованиями по величине дрейфа и стабильности скорости управления гироскопа в нем использован синхронный гистерезисный двигатель с перевозбуждением.

Электромагнитный момент гистерезисного двигателя связан с гистерезисом активной части ротора, которая выполняется из магнитотвердого материала в виде пустотелого цилиндра, лишенного явно выраженных полюсов и какой-либо обмотки. В гироскопе БГТУ активная часть ротора изготавливается сплошной из металлокерамического магнитотвердого материала. Статор гистерезисного двигателя монолитный, изготовленный методом порошковой металлургии, с уложенной в пазы трехфазной обмоткой. Материал ротора гистерезисного двигателя предварительно не намагничен, он намагничивается непосредственно в поле статора. При повороте магнитного поля статора между ним и наведенными на роторе полюсами появляется пространственный сдвиг, обусловленный гистерезисом материала ротора, и возникает электромагнитный момент. В процессе пуска и разгона, когда ротор вращается с меньшей скоростью, чем скорость поля, материал ротора перемагничивается и в нем выделяются потери, пропорциональные скольжению. При синхронизации ротора и поля потери на перемагничивание магнитотвердого материала отсутствуют, и двигатель работает как синхронный с магнитным возбуждением. Для повышения степени намагниченности ротора применяется режим перевозбуждения гистерезисного двигателя, который осуществляется повышением напряжения питания на время запуска с последующим снижением его в рабочем режиме до номинального значения. Использование перевозбуждения позволяет получить хорошие энергетические характеристики и снизить возмущающие моменты, создаваемые двигателем и приводящие к уходу гироскопа (так называемое тяжение двигателя). Питание гистерезисного двигателя осуществляется от

статического преобразователя, имеющего стабильную частоту, что позволяет достичь высокой стабильности скорости вращения ротора двигателя и, следовательно, кинетического момента гироскопа.

3.4. Датчики угла

Для регистрации угла поворота маховика в гироскопе БГТУ разработан трансформаторно-индуктивный датчик угла, конструкция которого показана на рис. 1а. Неподвижная (статорная) часть датчика угла представляет собой П-образный сердечник 1 из металлокерамики, на который надеты две одинаковые катушки 2, одна из этих катушек является обмоткой возбуждения, а вторая - сигнальной обмоткой.

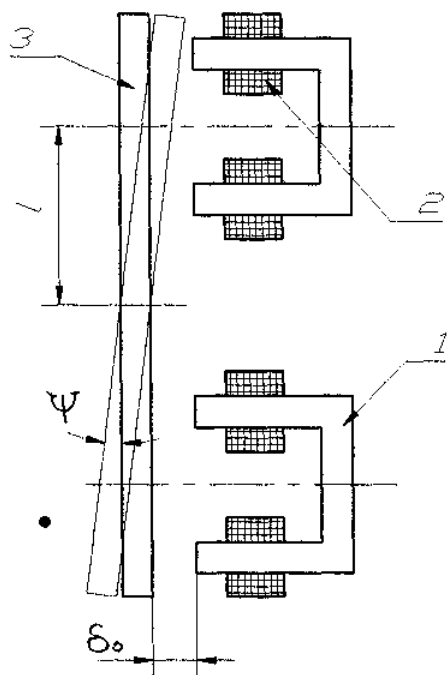


Рис. 1а

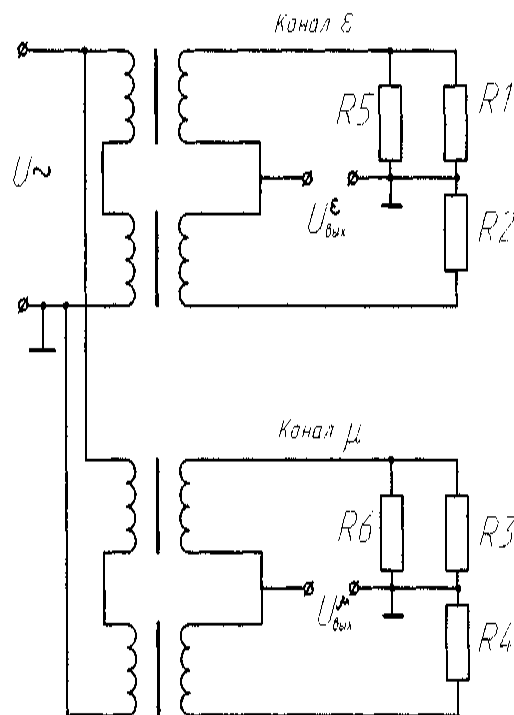


Рис. 1б

Датчик угла по каждому каналу гироскопа содержит два таких сердечника 1 с катушками 2, расположенных диаметрально и смещенных относительно осей чувствительности гироскопа на угол 45° . Ротором

датчика угла и одновременно датчиком момента гироскопа является ферритовое кольцо 3, закрепленное в торцевой части маховика.

Схема соединения обмоток датчиков угла показана на рис.1б. Обмотки возбуждения датчика угла одного канала соединены последовательно и подключены параллельно с обмотками возбуждения датчика угла другого канала к источнику переменного тока напряжением $(8 \pm 0,4)$ В частотой (11600 ± 93) Гц. Сигнальные обмотки вместе с резисторами R1, R2 (канал ε) или R3, R4 (канал μ) образуют мостовую схему. Съём выходного сигнала датчика угла осуществляется с диагонали мостовой схемы, образованной средними точками сигнальных обмоток и резисторов.

При подаче напряжения питания на обмотки возбуждения датчика угла на сигнальных обмотках трансформируется напряжение. Суммарная величина этого напряжения на обеих сигнальных обмотках практически не зависит от положения маховика (при малых углах поворота) и выполняет роль напряжения питания мостовой схемы.

Воздушные зазоры между ферритовым кольцом 3 и сердечниками 1 датчика угла при центральном положении маховика равны, индуктивности обеих сигнальных обмоток одинаковы и мост сбалансирован.

При повороте маховика относительно нейтрали указанные воздушные зазоры изменяются: для одного сердечника воздушный зазор увеличивается, а для другого - уменьшается. При этом индуктивность одной сигнальной обмотки увеличивается, а другой - уменьшается. В результате баланс моста нарушается и на выходной диагонали мостовой схемы появляется напряжение, пропорциональное углу поворота маховика. Изменение направления поворота маховика вызывает изменение фазы выходного напряжения на 180° , т.е. характеристика датчика угла является реверсивной. Резисторы R5 (канал ε) и R6 (канал μ), подключаемые при необходимости

параллельно одному из резисторов, образующих плечи мостовой схемы, обеспечивают регулировку (требуемое смещение) «нулей» датчиков угла.

Выбранные датчики угла сочетают в себе преимущества трансформаторных и индуктивных датчиков. Они не создают относительно измерительной оси момента сил сухого трения, т.к. являются бесконтактными, а моменты, обусловленные силами притяжения ротора к сердечникам, направлены в противоположные стороны и поэтому почти полностью взаимно компенсируются. Трансформаторная развязка мостовой схемы от источника питания и «заземление» одного из выходных проводников датчика позволили значительно снизить уровень помех (наводок) в сигнале. В соответствии с требованиями датчики обеспечивают регулировку «нуля». Кроме того они просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

3.5. Датчики момента.

Для создания управляющих моментов в гироскопе БГТУ используются электромагнитные датчики момента, работающие на постоянном токе. Конструктивно датчик момента, работающие на постоянном токе, изображенный на рис.2, подобен датчику угла и содержит по каждому каналу два диаметрально расположенных на плате и совмещенных с осями чувствительности гироскопа сердечника 1 из металлокерамики. На средний стержень каждого сердечника, имеющего П-образную форму, надета катушка управления 2. Ротором, общим для датчиков угла и датчиков момента, является ферритовое кольцо 3.

Главные достоинства электромагнитных датчиков момента заключаются в их конструктивной и технологической простоте и

возможности получения значительных по величине моментов (в случае питания постоянным током).

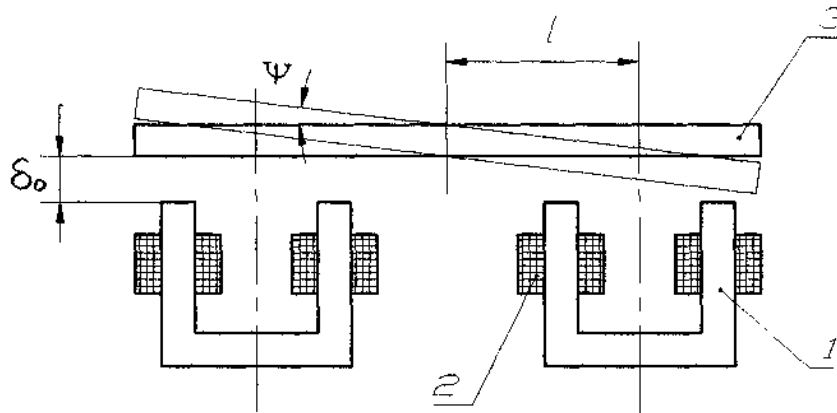


Рис.2

Кроме того выбранная конструкция датчиков момента позволяет значительно сократить габариты гироскопов благодаря рациональному размещению в общих небольших габаритах элементов датчиков момента и использованию для них общего ротора. Особенностью электромагнитных датчиков момента является также квадратичная зависимость момента от тока управления.

Глава 4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БГТУ

1. Масса - 220 г
2. Кинетический момент - 400 гсм с
3. Частота вращения ротора - 500 Гц
4. Частота нутационных колебаний - 780 Гц
5. Напряжение питания гиromотора - 12 В x 3ф x 1000 Гц
6. Крутизна сигнала датчика угла - 34,2 В/рад (10 мВ/угл.мин)
7. Крутизна характеристики управления - 1,5 град/ч/мА²
8. Максимально допустимый ток управления - 250 мА

Глава 5. РАСЧЕТ ВОЗМУЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ

В полете при движении ЛА с ускорениями, вибрациями, при поворотах и угловых колебаниях возникают моменты вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора. Эти моменты вызывают вынужденное движение платформы гиросtabilизатора и, следовательно, приводят к погрешностям. При чрезмерной величине этих возмущающих моментов наступает потеря работоспособности гиросtabilизатора. Знание возмущающих моментов необходимо как для определения погрешностей гиросtabilизатора, так и для выбора в процессе проектирования его параметров и, в частности, параметров системы разгрузки.

5.1. Предварительный расчет.

Перед началом расчета возмущающих моментов, определим некоторые необходимые для этого расчета параметры.

Рассчитаем количество токоподводов по осям:

Ось $X_{ВН}$ (все ссылки относятся к кинематической схеме):

жидкостные датчики ДЖ α - 4шт, ДЖ β - 2шт; датчики угла ДУ α - 4шт, ДУ β - 2шт; датчики момента ДМ α - 2шт, ДМ β - 2шт; гироскоп – 3шт. Суммарное количество токоподводов равно $\Sigma=20$ шт (с запасом).

Примем диаметр каждого токоподвода равным $d=1$ мм. Площадь сечения (S) будет равна:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \cdot N ,$$

где d – диаметр токоподводов, N – количество токоподводов.

$$S = \frac{\pi(1)^2}{4} \cdot 20 = 15,7 \text{ мм}^2$$

Учитывая коэффициент заполнения, примем $S = 18 \text{ мм}^2$.

Внутренний диаметр оси $X_{ВН}$ равен $\pi R^2 = 18$, откуда $R = 2,4$ мм. С запасом диаметр оси примем равным 7 мм.

Аналогичные вычисления проведем для оси $Y_{НАР}$:

Суммарное количество токоподводов равно $\Sigma = 25$ шт.

$$S = \frac{\pi(1)^2}{4} \cdot 25 = 19,6 \text{ мм}^2$$

Возьмем с запасом $S = 23 \text{ мм}^2$. Тогда внутренний диаметр оси $Y_{НАР}$ равен $\pi R^2 = 23$, откуда $R = 2,7$ мм. С запасом, диаметр оси примем равным 7 мм.

Подшипники для обеих осей будут одинаковыми. Из таблиц выбираем: *радиальный однорядный подшипник № 1000097* ($d=7$ мм, $D=17$ мм, $B=5$ мм).

Из таблицы для оси диаметром 7 мм, возьмем значения коэффициентов M_0, k_1, k_2, k_3 :

$M_0 = 5,6 \text{ г} \cdot \text{см} = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ Нм}$ – момент трения ненагруженного ш/п.

$k_1 = 0,0094 \text{ см}, k_2 = 0,0018 \text{ см}, k_3 = 0,006 \text{ см}$ – коэффициенты трения качения.

Определение массы и габаритов гиросtabilизатора.

Возьмем диаметр наружной рамы гиросtabilизатора равным 110 мм, толщину рамы равную 30 мм (ГС имеет форму цилиндра).

Пусть платформа и наружная рама гиросtabilизатора выполнены из алюминия $\rho = 2,7 \text{ г/см}^3$. Для нахождения массы гиросtabilизатора вычислим суммарный объем:

$$V_{\Sigma} = \pi R^2 H = \pi (55)^2 30 = 285 \text{ см}^3$$

Объем платформы равен:

$$V_{П} = \pi R_{П}^2 H = \pi (50)^2 30 = 236 \text{ см}^3 \quad (\text{зазор между рамами равен 5 мм}).$$

Тогда масса $m_1 = \rho V_{\Sigma} = 2,7 \cdot 285 = 770 \text{ г}$. С запасом $m_1 = 790 \text{ г}$.

Масса чисто платформы $m^* = \rho V_{П} = 2,7 \cdot 236 = 638 \text{ г}$. С запасом $m^* = 648 \text{ г}$.

Масса наружной рамы $m_{НАР} = m_1 - m^* = 142 \text{ г}$.

Учитывая массу датчиков углов и моментов, чувствительного элемента, двигателей и т.д. получаем:

1. Общая масса платформы m_{Π} = массы (платформы + ЧЭ + ДЖ α + ДЖ β + ротор Дв1 + ротор ДУ ϑ) = 648+220+20+20+150+150 = 1208г = 1,208кг

2. Суммарная масса ГС m_{Σ} = массы (m_{Π} + $m_{\text{НАР}}$ + ротор Дв2 + ротор ДУ γ + статор Дв1+статор ДУ ϑ) = 1208+142+150+150+150+150 = 1950г = 1,95кг

Вес платформы равен $P_{\Pi} = m_{\Pi} g \approx 12000 \text{ г} \cdot \text{м/с}^2 = 12 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2 = 12 \text{ Н}$.

Вес гиросtabilизатора $P_{\Sigma} = m_{\Sigma} g \approx 20000 \text{ г} \cdot \text{м/с}^2 = 20 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2 = 20 \text{ Н}$.

5.2. Моменты трения.

При движении ЛА на подшипники осей подвеса гиросtabilизатора действуют как осевая, так и радиальная нагрузки. Величины осевых и радиальных нагрузок на подшипники определяются весом рам подвеса с учетом установленных на них элементов, проекциями линейного ускорения ЛА на связанные оси и углами поворота рам подвеса относительно связанных осей ЛА.

Запишем выражения для осевой A и радиальной R нагрузок при углах поворота наружной рамы и платформы соответственно α и β для каждой оси (см.рис.3).

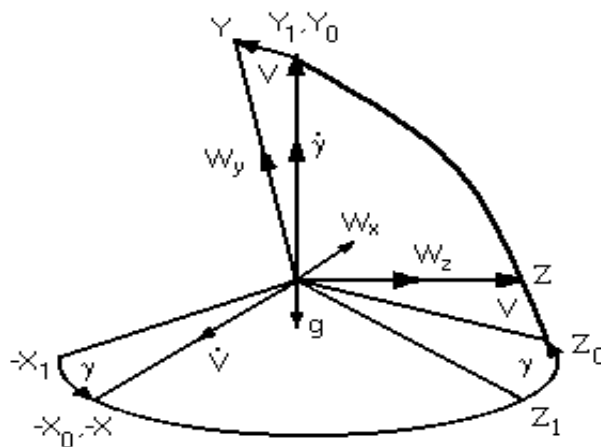


Рис.3

Для платформы (проекция на $X_{ВН}$):

$$A = \frac{P_{\Pi}}{g} (W_X \cos \gamma + W_Z \cos v \cdot \sin \gamma + W_Y \sin v \cdot \sin \gamma)$$

$$R = \frac{P_{\Pi}}{2g} \sqrt{(W_Y \cos v - g + W_Z \sin v)^2 + (W_Z \cos v \cdot \cos \gamma - W_X \sin \gamma - W_Y \sin v \cdot \cos \gamma)^2},$$

где W_X, W_Y, W_Z – проекции линейного ускорения на связанные оси X, Y, Z .

Для наружной рамы (проекция на $Y_{НАР}$):

$$A = \frac{P_{\Sigma}}{g} (W_Y \cos v + W_Z \sin v - g)$$

$$R = \frac{P_{\Sigma}}{2g} \sqrt{(W_X \cos \gamma + W_Z \cos v \cdot \sin \gamma + W_Y \sin v \cdot \sin \gamma)^2 + (W_Z \cos v \cdot \cos \gamma - W_X \sin \gamma - W_Y \sin v \cdot \cos \gamma)^2}$$

При комбинированной нагрузке, имеющей место для подшипников гиросtabilизаторов из-за произвольного расположения вектора линейного ускорения ЛА относительно гиросtabilизатора, минимальная величина усилия предварительного натяга равна:

$A_0 = (1,58R \cdot \operatorname{tg} \beta_K \pm 0,5A)$, где R, A – радиальная, осевая нагрузки, кг; β_K – расчетный угол контакта. Из таблиц выбираем $\beta_K = 20^\circ$.

Выражение для момента трения в предварительно нагруженных шарикоподшипниках производится для максимальной величины момента по формуле:

$$M_{тр.ш/п} = 2 \cdot [M_0 + 500 \cdot (k_1 - k_2) + k_3 \cdot A_0]$$

Подставим в выражение для A_0 формулы для осевой A и радиальной R нагрузок и затем полученное соотношение подставляем в выражение для момента трения шарикоподшипников $M_{тр.ш/п}$. Максимальное значение моментов будет при углах проочки равных $22,5^\circ$ ($\gamma = \vartheta = 22,5^\circ$). Получаем: момент трения относительно оси $X_{ВН}$: $M_{тр.ш/п}^X = 0,0062$ Нм; момент трения относительно оси $Y_{НАР}$: $M_{тр.ш/п}^Y = 0,0083$ Нм.

5.3. Моменты тяжения токоподводов.

Так как современные гиросtabilизаторы являются сложными электромеханическими устройствами, то для обеспечения функционирования как самих гиросtabilизаторов, так и стабилизируемых приборов, устанавливаемых на платформе, требуется передача большого количества электрических сигналов. Количество необходимых токоподводов достигает нескольких десятков и даже сотен. Конструкцией токоподводов должна быть обеспечена высокая надежность передачи сигналов через них в условиях жестких эксплуатационных воздействий (линейные ускорения и вибрации) и при больших углах поворота карданова подвеса.

Так как величина моментов сопротивления токоподводов существенно зависит от их конструкции и технологии изготовления, то моменты сопротивления обычно определяют по данным испытаний макетов узлов токоподводов или по экспериментальным данным для приборов-аналогов. Удельный момент упругих токоподводов по опытным данным равен:

$$M_{m.n.} = k_{m.n.} \frac{N}{L_{m.n.}}, \text{ где } k_{т.п.} = 5...8 \text{ г*см}^2/\text{рад} - \text{эмпирический}$$

коэффициент для токоподводов; N – количество токоподводов; $L_{т.п.}$ – длина токоподвода между местами заделки, см.

Для оси $X_{ВН}$: $M_{т.п.}^X = 6,5 * 20 / 30 = 4,33 \text{ г*см/рад} = 4,33 * 22,5 * \pi / 180 = 1,7 \text{ г*см} = 1,7 * 10^{-4} \text{ Нм}$.

Для оси $Y_{НАР}$: $M_{т.п.}^Y = 6,5 * 25 / 30 = 5,41 \text{ г*см/рад} = 2,12 * 10^{-4} \text{ Нм}$.

5.4. Моменты небаланса.

Балансировку вращающихся частей гиросtabilизатора (платформы, рамы карданова подвеса) производят при сборке прибора либо на собственных подшипниках при уменьшении моментов сопротивления и трения вокруг осей карданова подвеса (посредством снятия предварительного натяга подшипников, введения технологической вибрации во время балансировки и др.), либо на специальных приспособлениях. При линейных перегрузках неточность балансировки наряду с моментом трения в опорах создает значительную часть возмущающих моментов, уравниваемых системой разгрузки и гироскопическим моментом. При расчетах возмущающих моментов определяют максимальную величину моментов от остаточной несбалансированности.

Величины максимальных моментов относительно осей:

$$\begin{cases} M_{\text{НБ}}^X = \Delta_X (n_{X\text{max}} - n_{X\text{min}}) \\ M_{\text{НБ}}^Y = \Delta_Y (n_{Y\text{max}} - n_{Y\text{min}}), \end{cases}$$

где $n_{X\text{max}}$, $n_{X\text{min}}$, $n_{Y\text{max}}$, $n_{Y\text{min}}$ – линейные перегрузки по осям ГС,

Δ_X , Δ_Y – моменты несбалансированности по осям X и Y соответственно.

При определении максимальных моментов от несбалансированности ускорения $n_{X\text{max}}$, $n_{X\text{min}}$, $n_{Y\text{max}}$, $n_{Y\text{min}}$ принимают равными своим экстремальным значениям: $n_{X\text{max}} = n_{Y\text{max}} = 3$, $n_{X\text{min}} = n_{Y\text{min}} = -3$.

Заметим, что $\Delta_X = M_{\text{тр.ш/п}}^X$ при отсутствии перегрузок по осям. Найдем осевую A и радиальную R нагрузки:

Для оси $X_{\text{ВН}}$: $A = 0$; $R = 6 \text{ Н} = 600\text{г}$. Подставляем эти значения в выражение для момента трения ш/п $M_{\text{тр.ш/п}}^X$:

$$M_{\text{тр.ш/п}}^X = M_0 + 500 \cdot (k_1 - k_2) + k_2 \cdot R + k_3 \cdot A \quad (\text{при } R > 500\text{г})$$

$$M^X_{mp.u/n} = 5.6 \cdot 10^{-4} + 500 \cdot 0.0076 \cdot 10^{-4} + 0.0018 \cdot 10^{-2} \cdot 6 = 0.001 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Аналогично проводим расчет для оси $Y_{НАР}$:

$$A=0; R=10 \text{ Н} = 1000\text{г} (R>500\text{г})$$

$$M^Y_{mp.u/n} = 5.6 \cdot 10^{-4} + 500 \cdot 0.0076 \cdot 10^{-4} + 0.0018 \cdot 10^{-2} \cdot 10 = 0.0011 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Итак, получаем

$$M^X_{НБ} = \Delta_X (n_{X_{\max}} - n_{X_{\min}}) = 0,001 \cdot 6 = 0,006 \text{ Нм}$$

$$M^Y_{НБ} = \Delta_Y (n_{Y_{\max}} - n_{Y_{\min}}) = 0,0011 \cdot 6 = 0,0066 \text{ Нм}$$

5.5. Моменты, обусловленные неравножесткостью карданова подвеса.

Карданов подвес стабилизатора состоит из упругих элементов (рам, цапф, подшипников), при деформации которых появляются силы внутреннего трения. Под влиянием сил инерции, возникающих при движении основания (ЛА) с ускорением, происходят упругие деформации элементов карданова подвеса и относительные перемещения его рам. Направление перемещений из-за различия жесткости элементов в разных направлениях обычно не совпадают с линией действия сил инерции, вследствие чего возникают моменты вокруг осей карданова подвеса гиросtabilизатора. При вибрации основания, на котором установлен гиросtabilизатор, на величину отклонения элементов его конструкции, т.е. на амплитуду вынужденных колебаний, влияют силы внутреннего трения в элементах карданова подвеса, демпфирующие их колебания.

При расчете гиросtabilизатора определяют возмущающие моменты, обусловленные неравножесткостью при *линейных ускорениях* ЛА, для углов отклонения рам карданова подвеса, при которых эти моменты максимальны. Для упрощения расчетов иногда моменты определяют при $\gamma = \vartheta = 0$. Тогда выражения для моментов будут иметь вид:

$$M^X_{HЖ} = m_{\Pi}^2 \cdot W_y \cdot W_z \cdot \left(\frac{1}{C_y} - \frac{1}{C_x} \right)$$

$$M^Y_{HЖ} = m_{\Sigma}^2 \cdot W_z \cdot W_x \cdot \left(\frac{1}{C_z} - \frac{1}{C_x} \right), \text{ где}$$

C_x, C_y, C_z – жесткости подвеса рам относительно соответствующих осей. В общем случае они включают жесткости самой конструкции рам и платформы, жесткости подшипников и цапф;

m_{Π}, m_{Σ} - масса платформы и суммарная масса соответственно;

W_x, W_y, W_z – проекции составляющих линейного ускорения на соответствующие оси.

При проектировании гиросtabilизатора суммарные жесткости можно определить по конструкционным аналогам.

$$C_x = 1.7 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$$

$$C_y = 1.5 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$$

$$C_z = 1.6 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$$

$$M^X_{HЖ} = (1,208)^2 \cdot 3g \cdot 3g \cdot \left(\frac{1}{1.5 \cdot 10^7} - \frac{1}{1.6 \cdot 10^7} \right) = 0.5 \cdot 10^{-5} \text{ Нм}$$

$$M^Y_{HЖ} = (1,95)^2 \cdot 3g \cdot 3g \cdot \left(\frac{1}{1.6 \cdot 10^7} - \frac{1}{1.7 \cdot 10^7} \right) = 1.3 \cdot 10^{-5} \text{ Нм}$$

При *линейной вибрации* основания нельзя пренебрегать силами инерции, возникающими при относительном движении элементов подвеса и изменяющимися с высокой частотой, т.к. они имеют постоянную составляющую. При линейных вибрациях, совершающихся по гармоническому закону, постоянные составляющие моментов сил инерции вокруг осей подвеса будут иметь вид:

$$M^X_{HЖ} = \frac{m_{\Pi}^2}{2} \cdot W_y \cdot W_z \cdot \lambda_y \cdot \lambda_z \left(\frac{1}{C_y} - \frac{1}{C_z} \right)$$

$$M^Y_{HЖ} = \frac{m_{\Sigma}^2}{2} \cdot W_z \cdot W_x \cdot \lambda_z \cdot \lambda_x \left(\frac{1}{C_z} - \frac{1}{C_x} \right)$$

Сомножители λ - коэффициенты динамичности платформы и наружной рамы по соответствующим осям. Они характеризуют изменение амплитуды колебаний элементов карданова подвеса относительно амплитуды колебаний основания. При существующих методах расчёта найти теоретически величину коэффициентов динамичности трудно, поэтому при определении моментов сил инерции от линейных вибраций пользуются коэффициентами динамичности полученными экспериментальным путем при вибрационных испытаниях блоков-аналогов.

$$\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = 3$$

Из технического задания имеем:

Вибрация: $f_1=10\dots50$ Гц; амплитуда 0,3мм

$f_2=50\dots300$ Гц; амплитуда 3g.

Предположим, вибрация описывается выражением:

$$x = x_0 \cdot \sin \omega t, \text{ где } x_0 = 0.3 \text{ мм}$$

$$x''_{\max} = (x_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t)' = -x_0 \cdot \omega^2 \sin \omega t$$

$$W = x_0 \cdot \omega^2 = 0.3 \cdot (50)^2 = 0.3 \cdot 100\pi = 94.2 \text{ мм/с}^2$$

$$M^X_{HЖ} = \frac{(1,208)^2}{2} \cdot 3g \cdot 3g \cdot 3 \cdot 3 \left(\frac{1}{1.5 \cdot 10^7} - \frac{1}{1.6 \cdot 10^7} \right) = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Нм}$$

$$M^Y_{HЖ} = \frac{(1,95)^2}{2} \cdot 3g \cdot 3g \cdot 3 \cdot 3 \left(\frac{1}{1.6 \cdot 10^7} - \frac{1}{1.7 \cdot 10^7} \right) = 6 \cdot 10^{-5} \text{ Нм}$$

5.6. Инерционные моменты рам карданова подвеса.

Рассчитаем моменты инерции гиросtabilизатора относительно осей.

Платформа ($X_{ВН}$):

$$J_X = J_{\Pi} + J_{\text{чЭ}} + J_{\text{ДЖ}\alpha} + J_{\text{ДЖ}\beta} + J_{\text{роторДВ1}} + J_{\text{роторДУ}\vartheta} \text{ , где}$$

J_{Π} - момент инерции платформы;

$J_{\text{чЭ}}$ - момент инерции чувствительного элемента;

$J_{\text{ДЖ}\alpha}$ - момент инерции жидкостного датчика ДЖ α ;

$J_{\text{ДЖ}\beta}$ - момент инерции жидкостного датчика ДЖ β ;

$J_{\text{роторДВ1}}$ - момент инерции ротора Дв1;

$J_{\text{роторДУ}\vartheta}$ - момент инерции ротора ДУ ϑ .

Наружная рама ($Y_{НАР}$):

$$J_Y = J_{\Pi} + J_{\text{НАР.Р.}} + J_{\text{ДЖ}\alpha} + J_{\text{ДЖ}\beta} + J_{\text{чЭ}} + J_{\text{роторДВ2}} + J_{\text{роторДУ}\gamma} + J_{\text{ДВ1}} + J_{\text{ДУ}\vartheta} \text{ , где}$$

$J_{\text{НАР.Р.}}$ - момент инерции наружной рамы;

$J_{\text{роторДВ2}}$ - момент инерции ротора Дв2;

$J_{\text{роторДУ}\gamma}$ - момент инерции ротора ДУ γ ;

$J_{\text{ДВ1}}$ - момент инерции Дв1 (статора + ротора);

$J_{\text{ДУ}\vartheta}$ - момент инерции ДУ ϑ (статора + ротора).

Ось Z:

$$J_Z = J_{\Pi} + J_{\text{НАР.Р.}} + J_{\text{чЭ}} + J_{\text{ДЖ}\alpha} + J_{\text{ДЖ}\beta} + J_{\text{ДВ2}} + J_{\text{ДУ}\gamma} + J_{\text{ДВ1}} + J_{\text{ДУ}\vartheta} \text{ , где}$$

$J_{\text{ДВ2}}$ - момент инерции Дв2 (статора + ротора);

$J_{\text{ДУ}\gamma}$ - момент инерции ДУ γ (статора + ротора).

Вычисляя, получаем значения для моментов инерции:

$$J_X = 5,1 \text{ сНсмс}^2$$

$$J_Y = 16,3 \text{ сНсмс}^2$$

$$J_Z = 35,2 \text{ сНсмс}^2.$$

Вычисляем инерционный момент вокруг оси внешней рамы гиросtabilизатора:

$$M_{\text{ИН}} = (J_Y + J_Z) \cdot \varepsilon_Z \cdot \text{tg}\beta + (J_Z - J_X - \frac{J_Y}{\cos^2 \beta} - J_Z \cdot \text{tg}^2 \beta) \cdot \omega_X \cdot \omega_Z, \text{ где}$$

J_X, J_Y, J_Z – моменты инерции относительно осей $X_{ВН}, Y_{НАР}, Z$ соответственно;
 ε_Z - угловое ускорение;
 ω_X, ω_Z – угловые скорости.

Подставляя значения моментов инерции, угловых скоростей и ускорений в приведенное выше выражение получим:

$$M_{ин} = 0,0058 \text{ Нм}$$

5.7. Определение суммарного возмущающего момента.

Возмущающие моменты, рассчитанные ранее, либо весьма медленно изменяются во времени, как, например, моменты возникающие при линейных ускорениях центра масс ЛА (моменты небаланса и др.), либо изменяются с частотами колебаний ЛА вокруг центра масс.

Для большинства гиросtabilизаторов каждый из рассмотренных выше возмущающих моментов является случайной величиной, определяемой как условиями полета данного ЛА, так и параметрами гиросtabilизатора, полученными при его изготовлении. Так, например, момент тяжения токоподводов по величине и направлению зависит от величины и направления поворота ЛА относительно платформы гиросtabilизатора. Направление и величина момента несбалансированности зависит от направления и величины остаточного смещения центра масс платформы гиросtabilизатора, полученного при изготовлении, и направления и величины линейного ускорения ЛА. Величина составляющей возмущающего момента трения, не зависящая от ускорения, определяется в основном параметрами подшипников, примененными в гиросtabilизаторе, а ее направление – направление угловой скорости вращения ЛА. В то же время величина составляющей момента трения, зависящая от ускорения, определяется не только

характеристиками примененных подшипников, но и величиной ускорения ЛА. Отсюда следует, что как величины, так и знаки отдельных составляющих возмущающего момента являются случайными, и эти составляющие могут суммироваться как случайные независимые величины. Однако обычно определяют максимальный возмущающий момент арифметическим суммированием составляющих моментов, так как известно, что даже при кратковременном превышении возмущающим моментом максимального момента разгрузки гиросtabilизатор теряет способность стабилизации из-за ограничений по углам прецессии его чувствительных элементов.

Суммарный момент по оси платформы:

$$M_{\Sigma}^X = M_{\text{тр.ш/п}}^X + M_{\text{т.п.}}^X + M_{\text{НБ}}^X + M_{\text{НЖ(ускор)}}^X + M_{\text{НЖ(вибр)}}^X = 0,0062 + 0,00017 + 0,006 + 0,00002 + 0,000005 = 0,012 \text{ Нм.}$$

Суммарный момент по оси наружной рамы:

$$M_{\Sigma}^Y = M_{\text{тр.ш/п}}^Y + M_{\text{т.п.}}^Y + M_{\text{НБ}}^Y + M_{\text{НЖ(ускор)}}^Y + M_{\text{НЖ(вибр)}}^Y + M_{\text{ИН}} = 0,0083 + 0,00021 + 0,0066 + 0,00006 + 0,000013 + 0,0058 = 0,021 \text{ Нм.}$$

Суммарный момент по оси платформы	Суммарный момент по оси наружной рамы
$M_{\Sigma}^X = 0,012 \text{ Нм}$	$M_{\Sigma}^Y = 0,021 \text{ Нм}$

Глава 6. РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ

6.1. Выбор привода стабилизации.

Учитывая небольшие суммарные возмущающие моменты по внутренней и внешней осям стабилизатора $M_{\Sigma}^X=0,012$ Нм и $M_{\Sigma}^Y=0,021$ Нм, в целях повышения качества системы стабилизации в качестве двигателей стабилизации выбираем безредукторные корпусные двигатели (датчики момента) типа ДМ-23. Тип двигателя выбирался исходя из максимального возмущающего момента по соответствующей оси карданова подвеса гиросtabilизатора. Одинаковые датчики момента выбраны с целью облегчения компоновки изделия.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДМ-23:

Параметр	Значение
Крутизна характеристики, Нм/А	0.1
Максимальный момент, Нм	0.05
Сопротивление обмотки, Ом	60
Наружный диаметр, мм	37
Внутренний диаметр, мм	10
Высота, мм	13
Скорость холостого хода, об/мин	1000
Масса, кг	0.08

6.2. Расчет устойчивости каналов стабилизации. Синтез регуляторов.

Предварительный расчет.

Коэффициенты демпфирования по осям гиросtabilизатора можно рассчитать, используя следующее эмпирическое соотношение:

$$D_{\alpha} = D_{\beta} = \frac{M_{MAX} \cdot 60}{N_{xx} \cdot 2\pi} = \frac{0.05 \cdot 60}{1000 \cdot 2\pi} = 4.77 \cdot 10^{-4} \frac{H \cdot m \cdot c}{рад}$$

где D_{α} и D_{β} коэффициенты демпфирования по осям внутренней и наружной рамы соответственно;

M_{max} – максимальный момент развиваемый двигателем разгрузки (Нм);

N_{xx} – скорость холостого хода двигателя об/мин.

Моменты инерции гиросtabilизатора по осям внутренней и наружной рамы были рассчитаны ранее и соответственно равны:

$$J_X = 5,1 \text{ сНсм}^2$$

$$J_Y = 16,3 \text{ сНсм}^2$$

Максимально допустимые статические ошибки стабилизации в соответствии с техническим заданием равны:

$\alpha_{ст} = 2.3'$ - по оси наружной рамы гиросtabilизатора;

$\beta_{ст} = 1.7'$ - по оси платформы.

В соответствии с техническим заданием необходимо обеспечить коэффициент подавления колебаний на частоте $f = 2,5$ Гц не менее 60дБ.

Используя приведенные выше данные, находим величину коэффициентов усиления канала отрицательной обратной связи (коэффициентов разгрузки):

$$K_{pa} = \frac{180 \cdot 60 \cdot M_{\alpha}^{\Sigma}}{\alpha_{ст} \cdot \pi} = \frac{180 \cdot 60 \cdot 0.021}{2.3 \cdot \pi} = 31 \frac{H \cdot m}{рад}$$

$$K_{p\beta} = \frac{180 \cdot 60 \cdot M_{\beta}^{\Sigma}}{\beta_{CT} \cdot \pi} = \frac{180 \cdot 60 \cdot 0.012}{1.7 \cdot \pi} = 24 \frac{H \cdot m}{рад}$$

С запасом возьмем коэффициенты усиления равными:

$$K_{p\alpha} = 40 \text{ Нм/рад}$$

$$K_{p\beta} = 32 \text{ Нм/рад}$$

Расчет устойчивости будем проводить отдельно для каждой оси стабилизации.

Контур стабилизации по оси наружной рамы (OY_{НАР}).

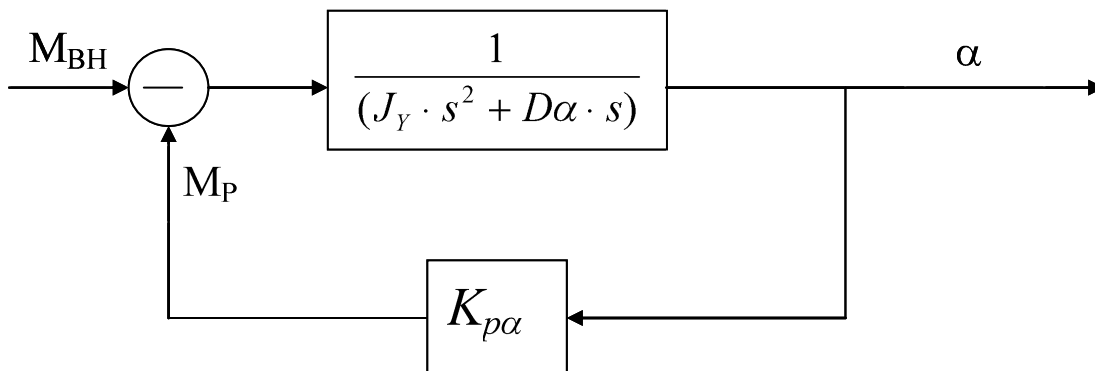
Запишем дифференциальное уравнение движение индикаторного гиросtabilизатора:

$$J_Y \cdot \frac{d^2}{dt^2} \alpha + D\alpha \cdot \frac{d}{dt} \alpha + K_{p\alpha} \cdot \alpha = M_Y^{\Sigma}$$

или в операторной форме:

$$J_Y \cdot \alpha(s) \cdot s^2 + D\alpha \cdot \alpha(s) \cdot s + K_{p\alpha} \cdot \alpha(s) = M_Y^{\Sigma}$$

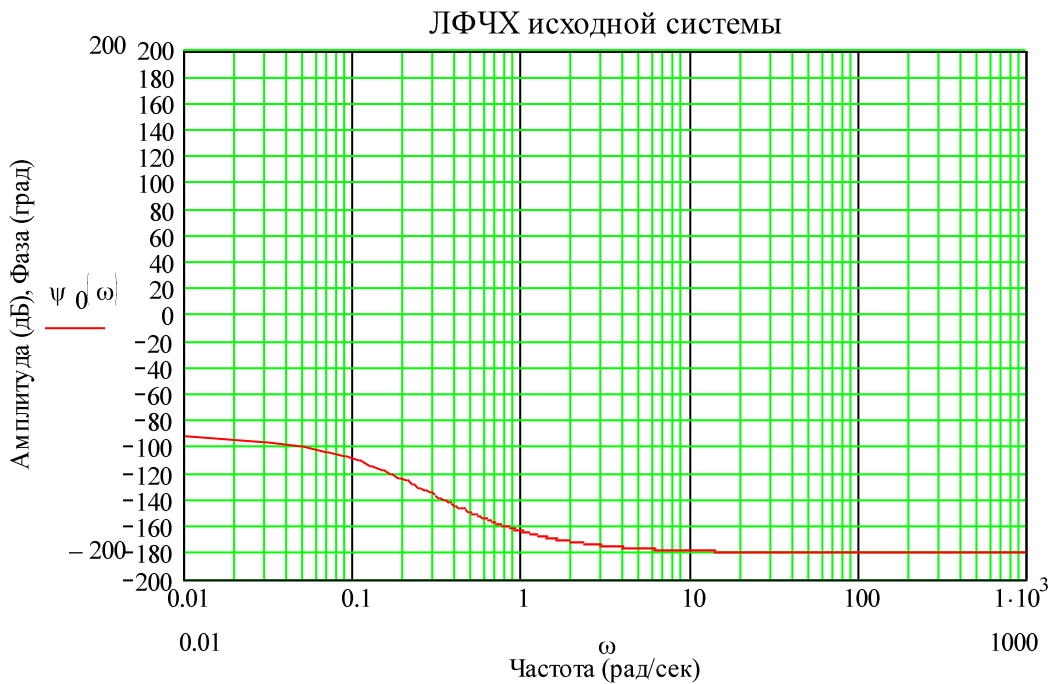
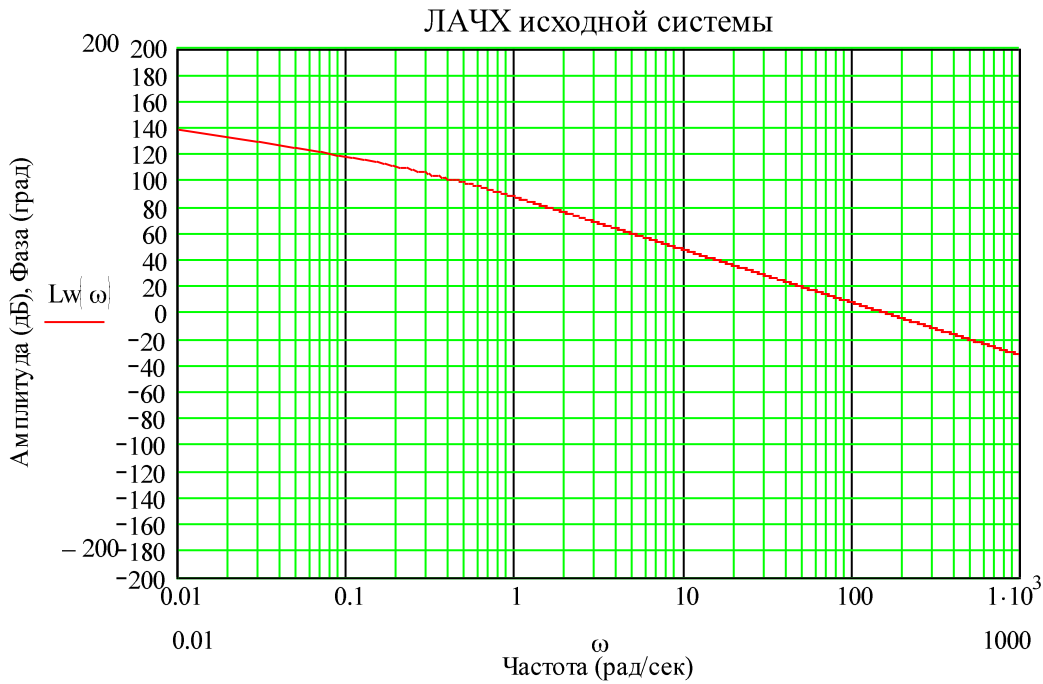
Структурная схема канала стабилизации по углу α имеет вид:



Передаточная функция разомкнутой нескорректированной системы имеет вид:

$$W(s) = \frac{K_{p\alpha}}{s(T \cdot s + 1)}, \text{ где } T = \frac{J_Y}{D\alpha} = 3.42 \text{ сек}$$

Логарифмические амплитудно-фазочастотные характеристики разомкнутой системы имеют вид:



Частота среза: $\omega_{CP} = 25$ Гц (156,7 рад/сек).

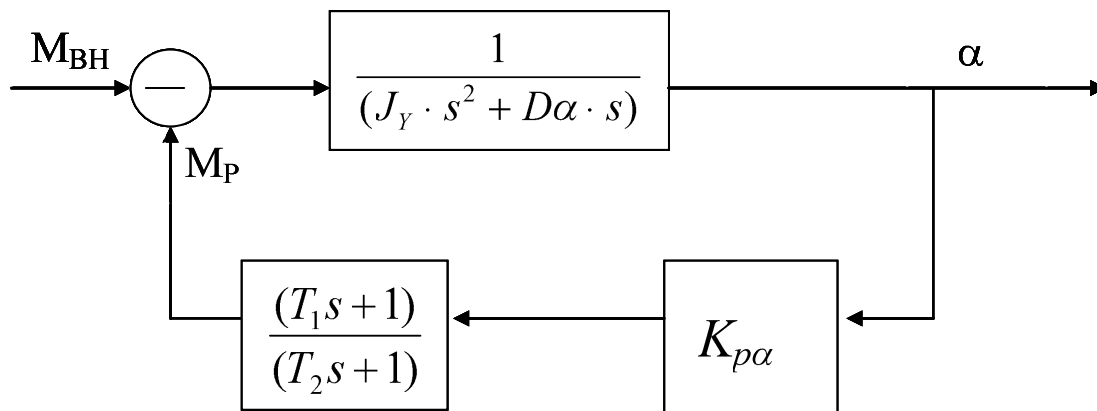
Из приведенного графика видно, что запас по амплитуде $\Delta A \rightarrow \infty$, а запас по фазе $\Delta \varphi \rightarrow 0$. Из этого следует, что система находится на границе устойчивости, и следовательно требуется введение в контур обратной связи корректирующего устройства вида:

$$W_p(\omega) = \frac{(T_1 \cdot s + 1)}{(T_2 \cdot s + 1)}$$

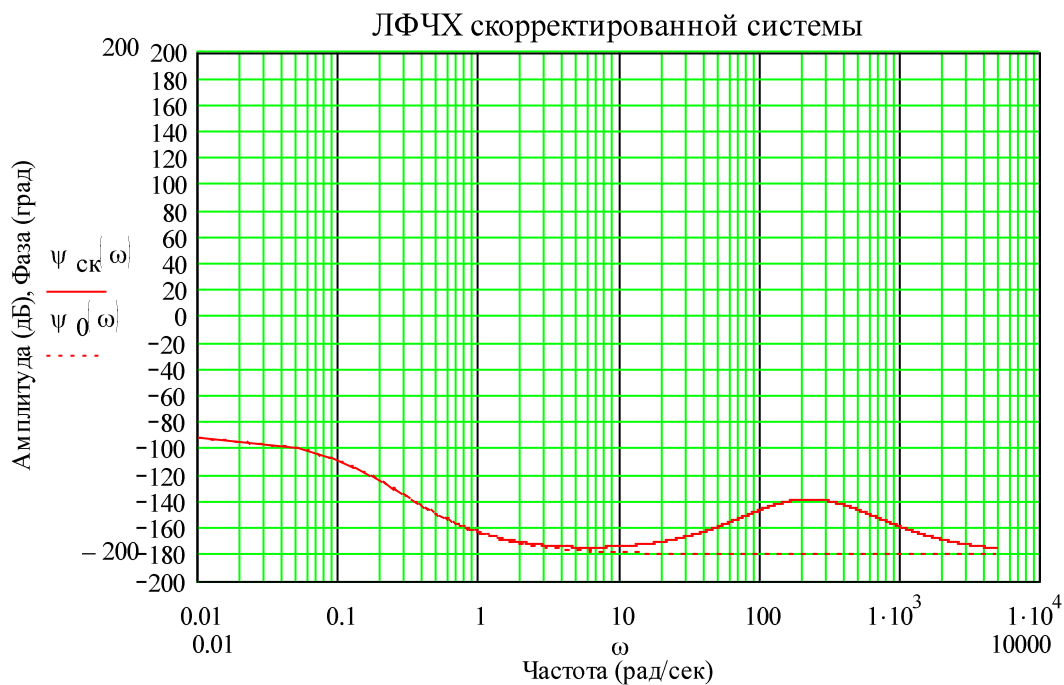
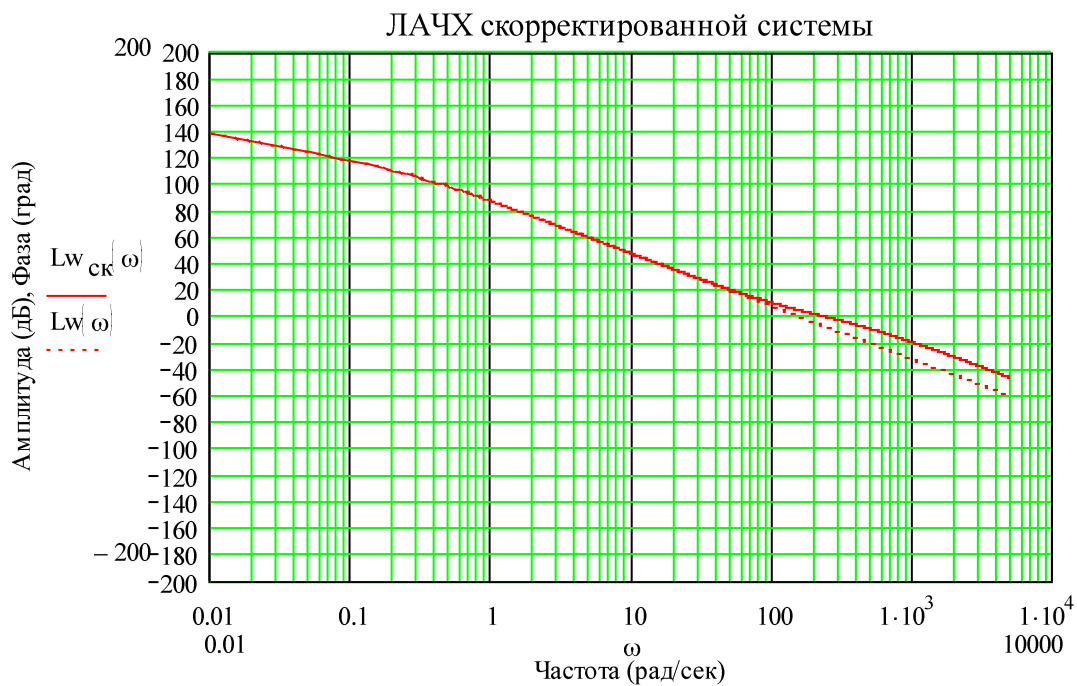
В качестве параметров корректирующего устройства выбираем следующие значения:

$$T_1 = \frac{1}{100} \text{ сек} \quad T_2 = \frac{1}{500} \text{ сек}$$

Структурная схема скорректированной системы имеет вид:



Логарифмические амплитудно-фазочастотные характеристики скорректированной системы имеют вид:



Частота среза: $\omega_{CP} = 38,2$ Гц ($239,8$ рад/сек).

Мы видим, что введение дифференцирующего звена увеличивает частоту среза и отрицательно сказывается на помехозащищенности

прибора. Уменьшение помехозащищенности приводит к нагреву двигателя, вибрациям платформы, к нагреву усилителя мощности. К тому же наличие помех уменьшает жесткость системы. Чтобы снизить помехи, введем в контур обратной связи апериодическое звено вида:

$$W_p(\omega) = \frac{1}{(T_3 \cdot s + 1)}$$

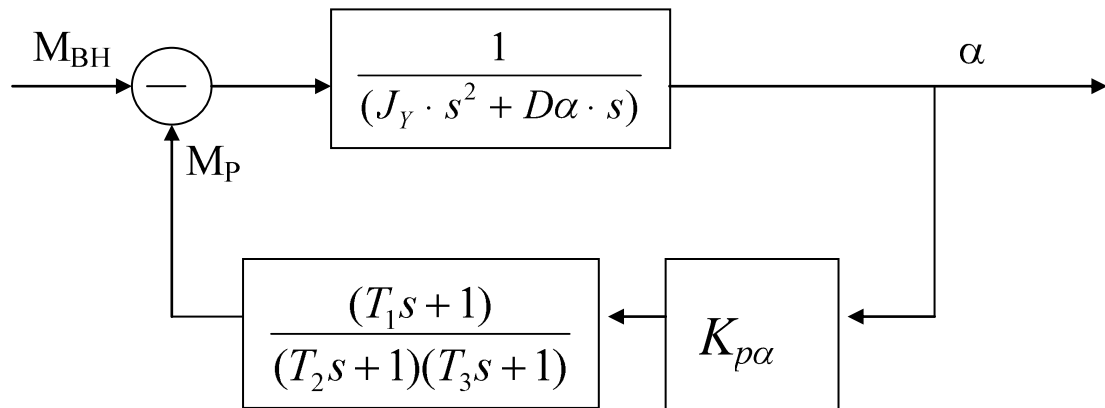
Итак, корректирующее устройство будет иметь:

$$W_p(\omega) = \frac{(T_1 \cdot s + 1)}{(T_2 \cdot s + 1) \cdot (T_3 \cdot s + 1)}$$

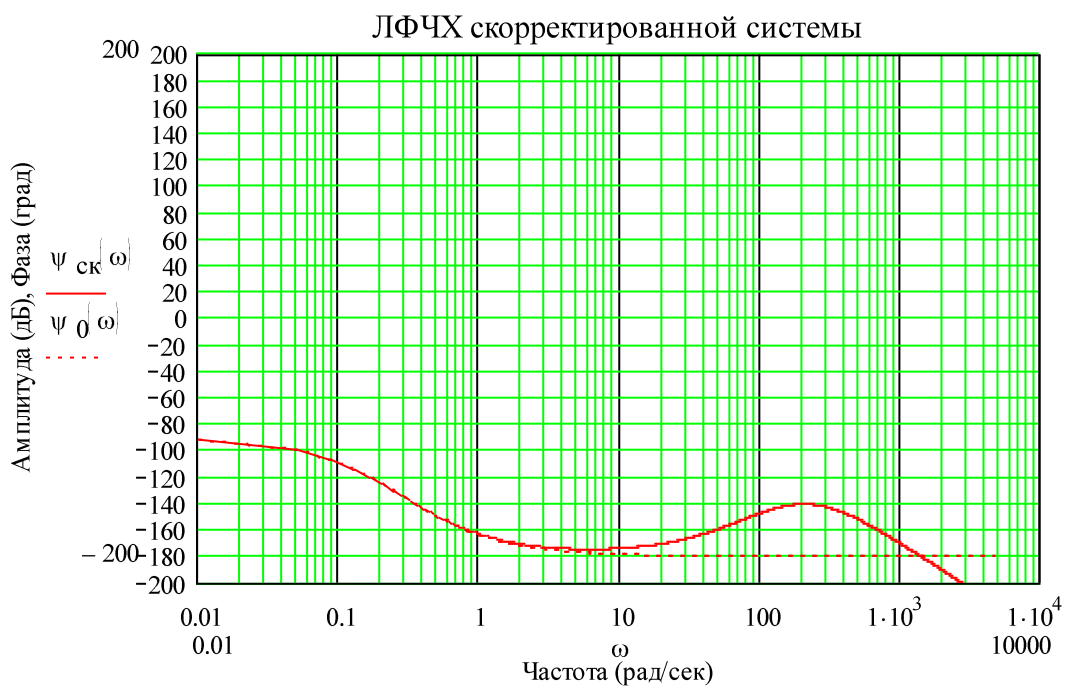
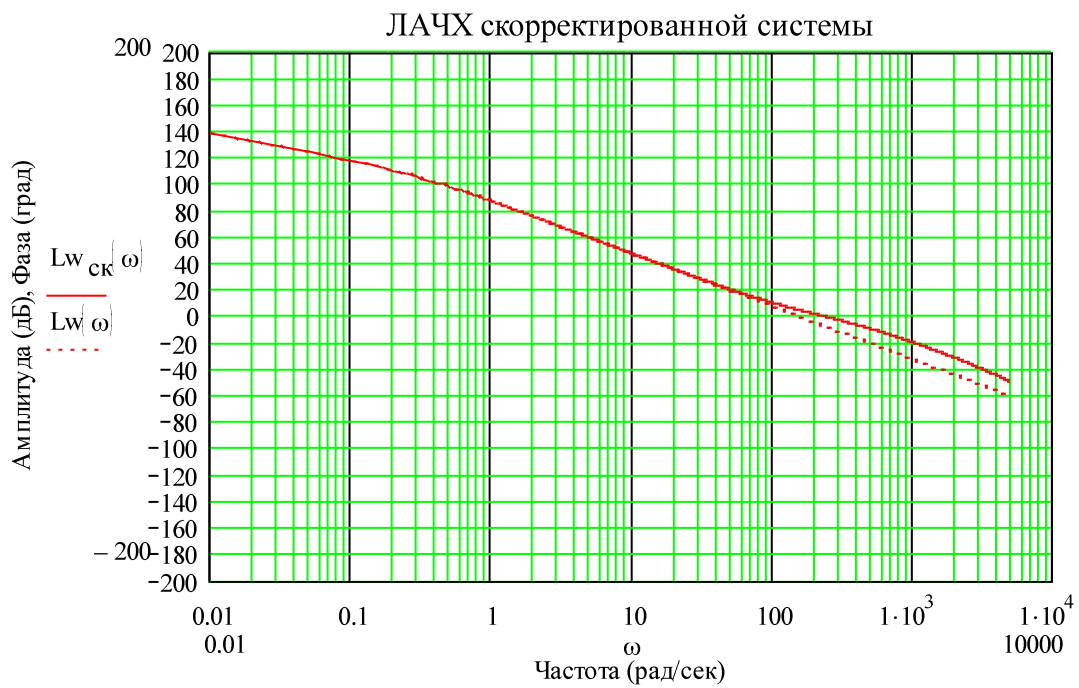
Параметры корректирующего устройства будут иметь следующие значения:

$$T_1 = \frac{1}{100} \text{ сек} \quad T_2 = \frac{1}{500} \text{ сек} \quad T_3 = \frac{1}{5000} \text{ сек}$$

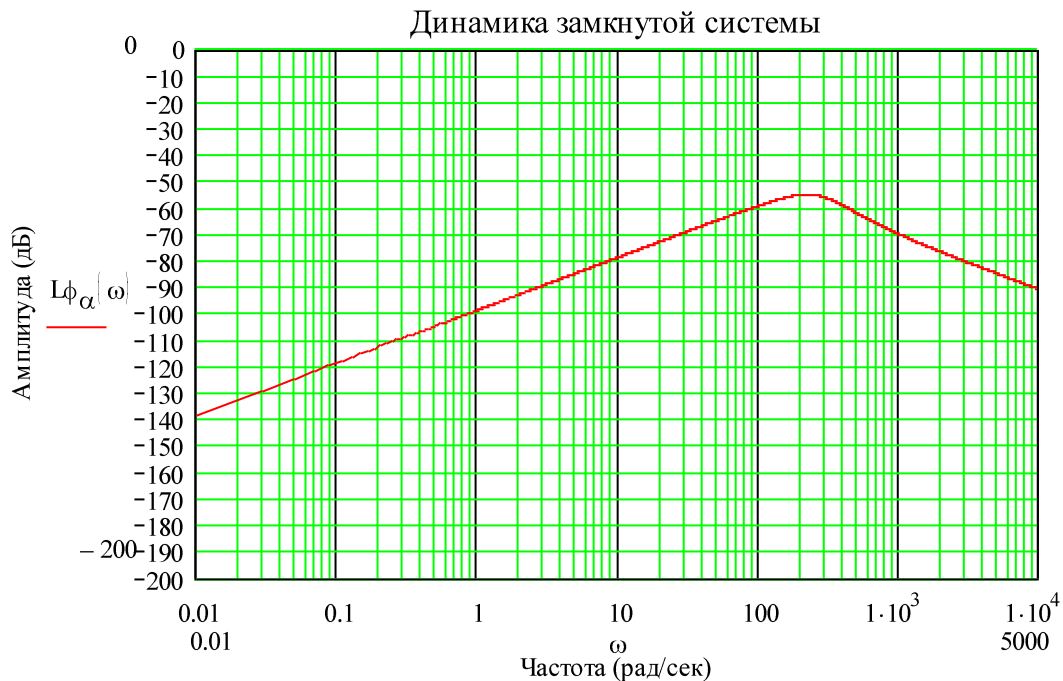
Структурная схема скорректированной системы:



Логарифмические амплитудно-фазочастотные характеристики скорректированной системы имеют вид:



Полученные параметры скорректированной системы соответственно равны: частота среза $\omega_{\text{ср}} = 38,13$ Гц (239,55 рад/сек), запас устойчивости по амплитуде $\Delta A = 24,9$ дБ, запас устойчивости по фазе $\Delta \varphi = 39,07^\circ$. Запасы устойчивости являются вполне достаточными, следовательно, параметры корректирующего устройства в цепи обратной связи выбраны верно.



Проверим требование по коэффициенту подавления колебаний $K = 60$ дБ на частоте $f = 2,5$ Гц.

Из графика видно, что ослабление колебаний на частоте 2,5 Гц (16 рад/сек) составляет более 70 дБ, что полностью соответствует требованиям, предъявленным в техническом задании.

Контур стабилизации по оси платформы(OX_{ВН}).

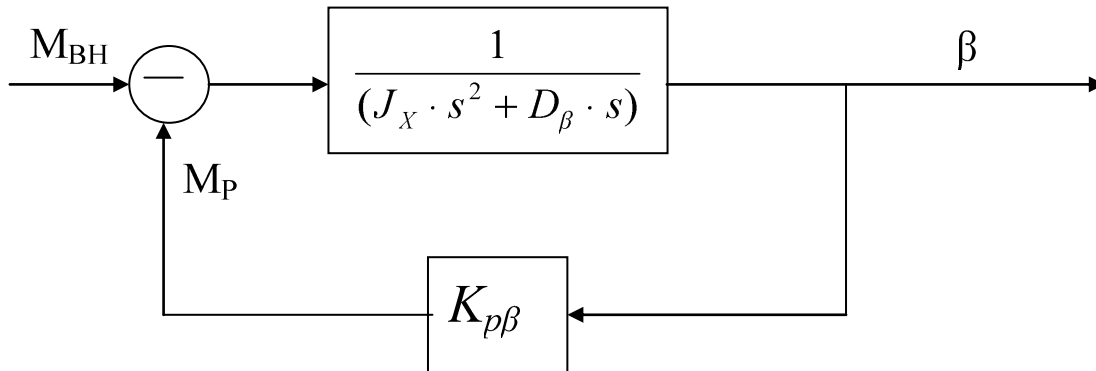
Запишем дифференциальное уравнение движение индикаторного гиросtabilизатора:

$$J_X \cdot \frac{d^2}{dt^2} \beta + D_\beta \cdot \frac{d}{dt} \beta + K_{p\beta} \cdot \beta = M_X^\Sigma$$

или в операторной форме:

$$J_X \cdot \beta(s) \cdot s^2 + D_\beta \cdot \beta(s) \cdot s + K_{p\beta} \cdot \beta(s) = M_X^\Sigma$$

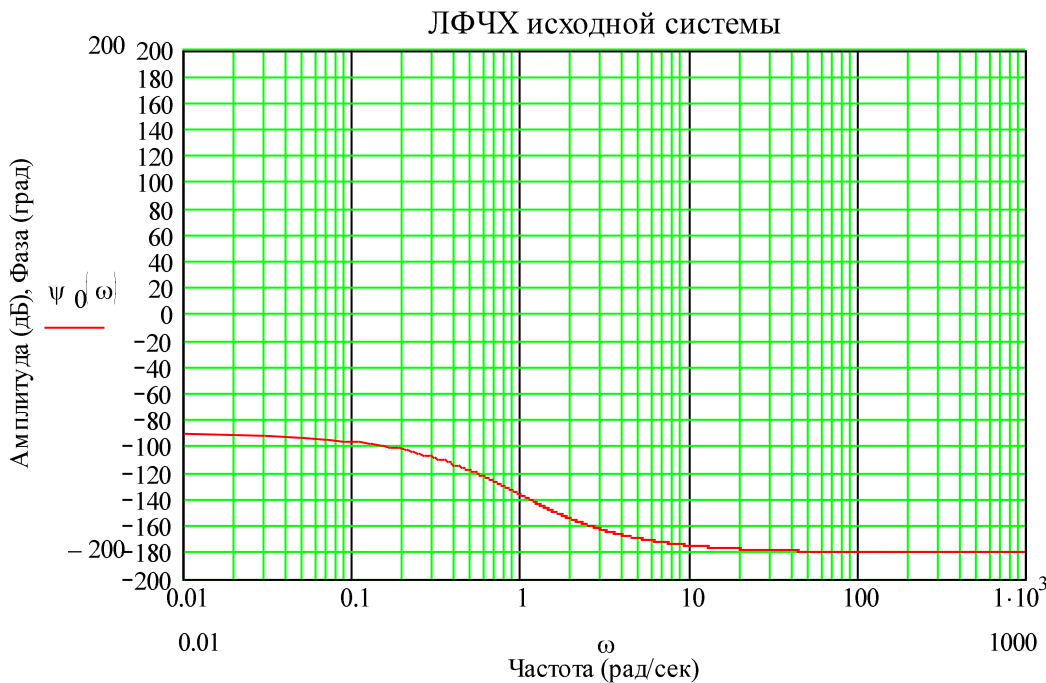
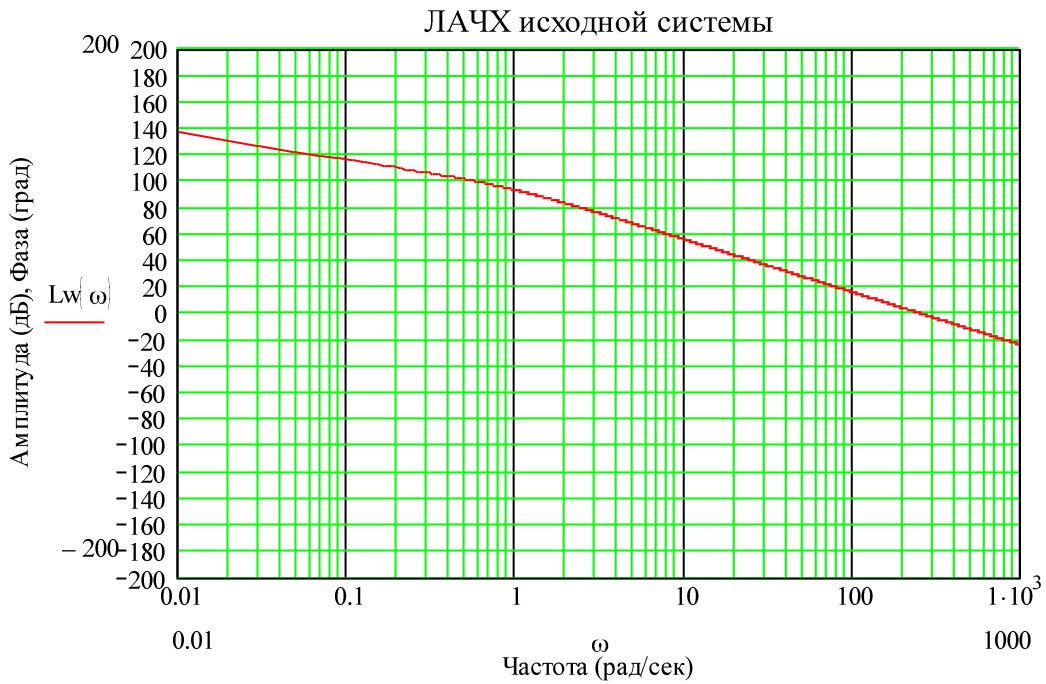
Структурная схема канала стабилизации по углу β имеет вид:



Передаточная функция разомкнутой нескорректированной системы имеет вид:

$$W(s) = \frac{K_{p\beta}}{s(T \cdot s + 1)}, \text{ где } T = \frac{J_X}{D_\beta} = 1.069 \text{ сек}$$

Логарифмические амплитудно-фазочастотные характеристики разомкнутой системы имеют вид:



Частота среза: $\omega_{CP} = 39,9$ Гц (250,49 рад/сек).

Из приведенного графика видно, что запас по амплитуде $\Delta A \rightarrow \infty$, а запас по фазе $\Delta \varphi \rightarrow 0$. Из этого следует, что система находится на границе

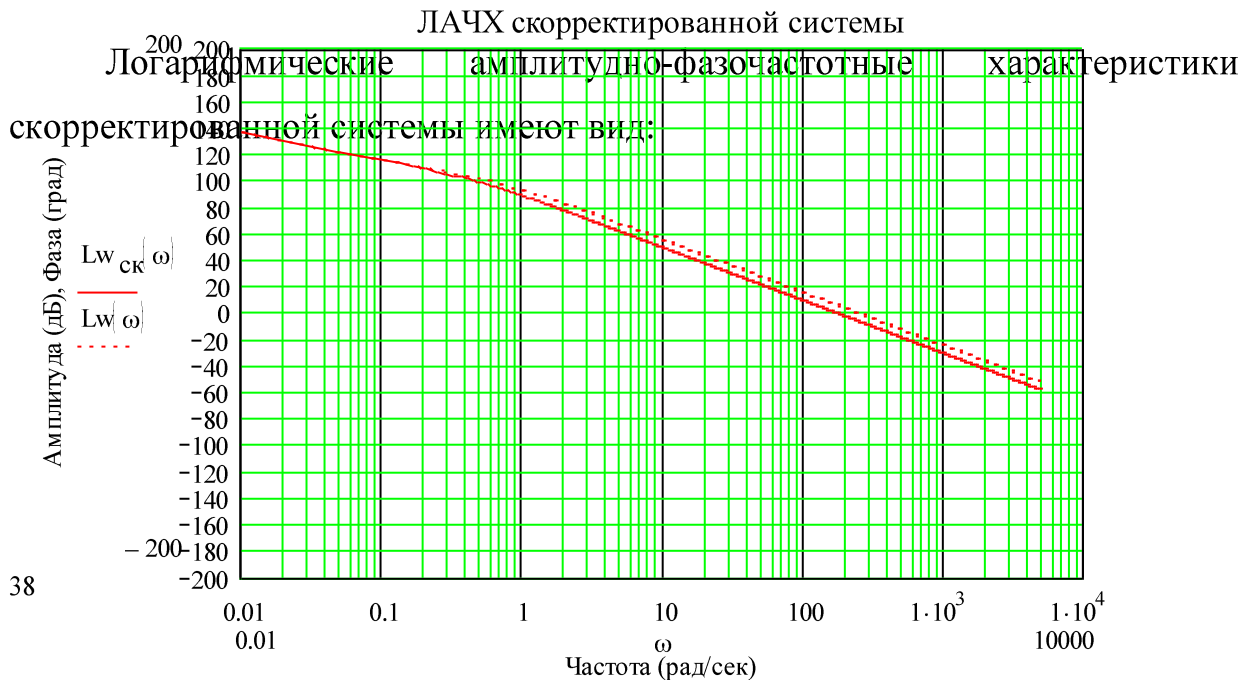
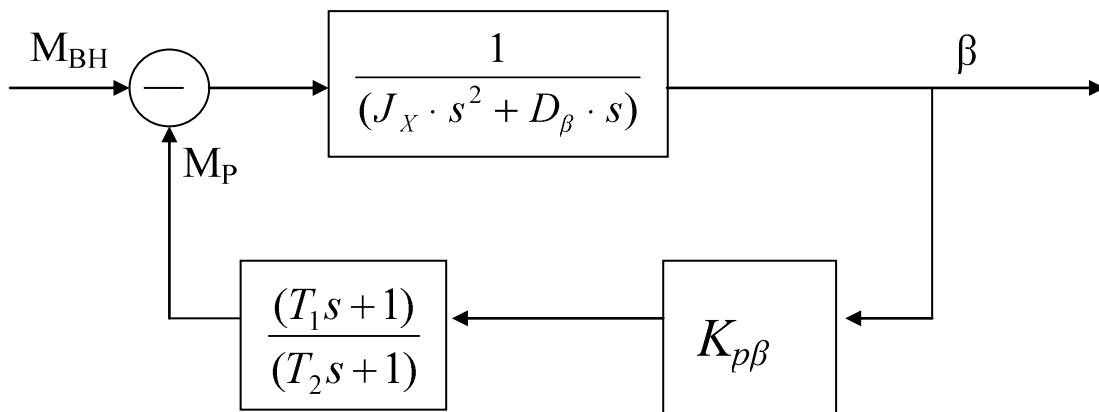
устойчивости. Также нам необходимо уменьшить частоту среза $\omega_{ср}$, путем введения в контур обратной связи корректирующего устройства вида:

$$W_p(\omega) = \frac{(T_1 \cdot s + 1)}{(T_2 \cdot s + 1)}$$

В качестве параметров корректирующего устройства выбираем следующие значения:

$$T_1 = 1 \text{ сек} \quad T_2 = \frac{1}{0.5} \text{ сек}$$

Структурная схема скорректированной системы имеет вид:



Частота среза: $\omega_{CP} = 28,19$ Гц (177,12 рад/сек).

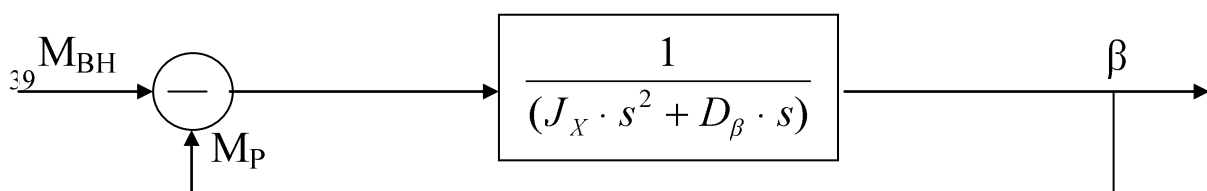
Мы видим, что введение корректирующего звена уменьшило частоту среза. Введем в контур обратной связи корректирующее звено вида:

$$W_P(\omega) = \frac{(T_3 \cdot s + 1)}{(T_4 \cdot s + 1) \cdot (T_5 \cdot s + 1)}$$

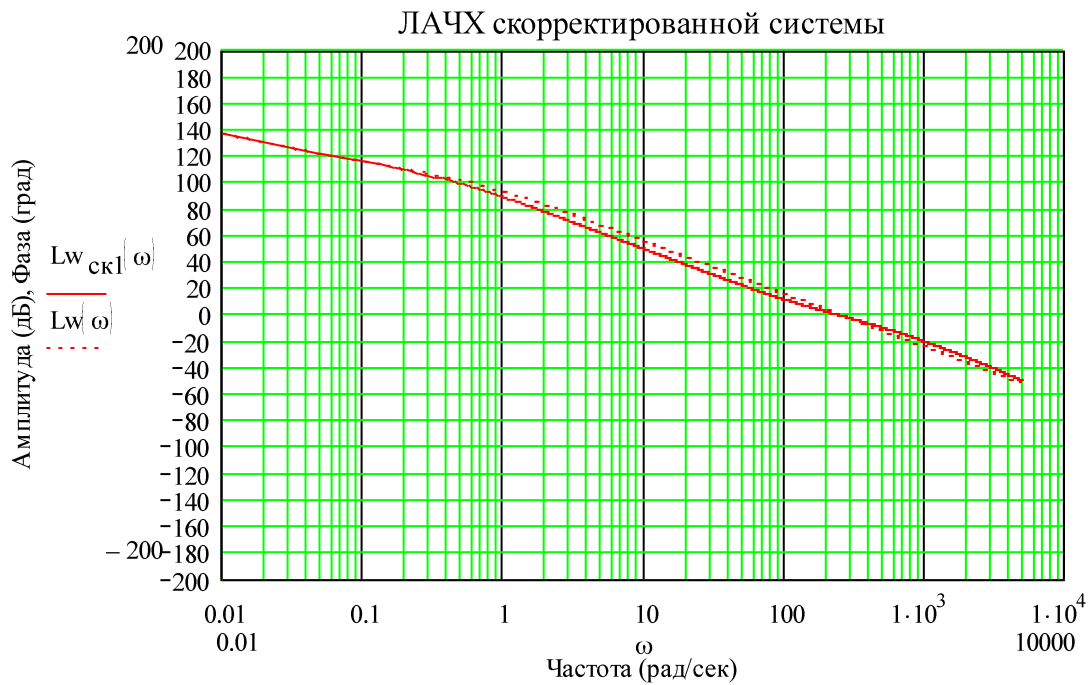
Параметры корректирующего устройства будут иметь следующие значения:

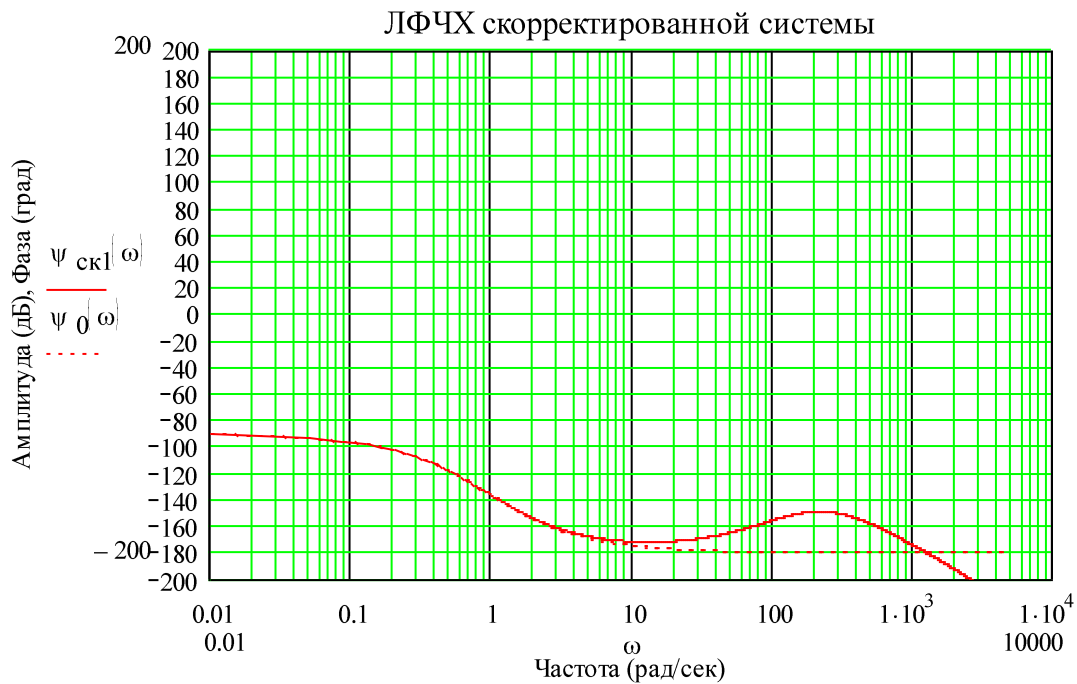
$$T_3 = \frac{1}{130} \text{ сек} \quad T_4 = \frac{1}{450} \text{ сек} \quad T_5 = \frac{1}{5000} \text{ сек}$$

Структурная схема скорректированной системы:



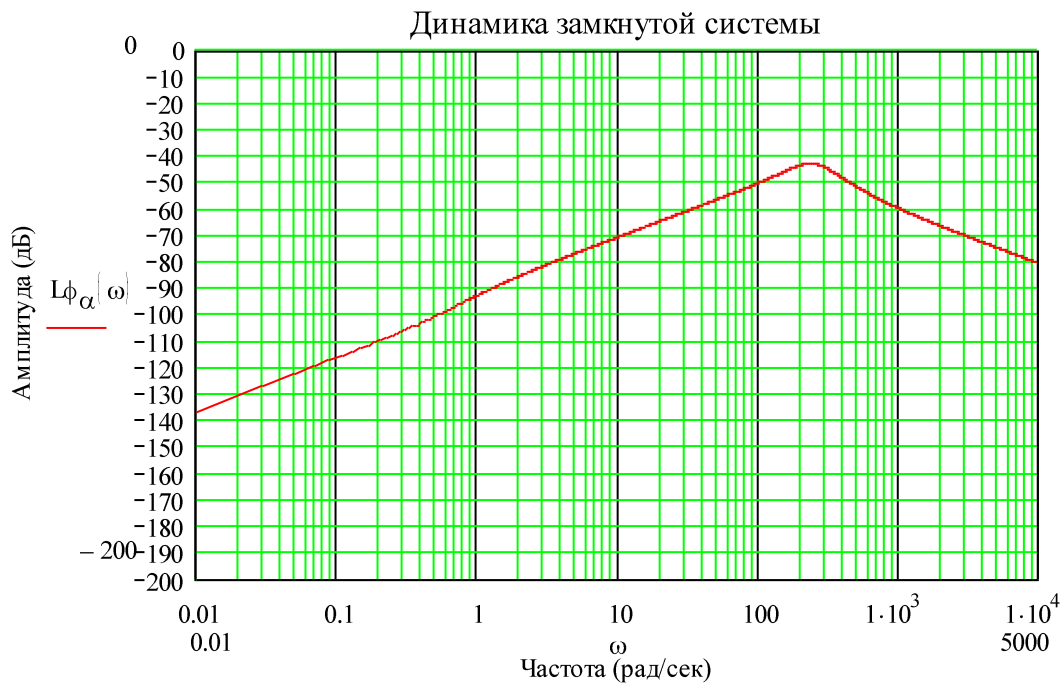
Логарифмические амплитудно-фазочастотные характеристики скорректированной системы имеют вид:





Полученные параметры скорректированной системы соответственно равны: частота среза $\omega_{ср} = 38,4$ Гц ($241,3$ рад/сек), запас устойчивости по амплитуде $\Delta A = 24,24$ дБ, запас устойчивости по фазе $\Delta\varphi = 30,8^0$. Запасы устойчивости являются вполне достаточными, следовательно, параметры корректирующего устройства в цепи обратной связи выбраны верно.

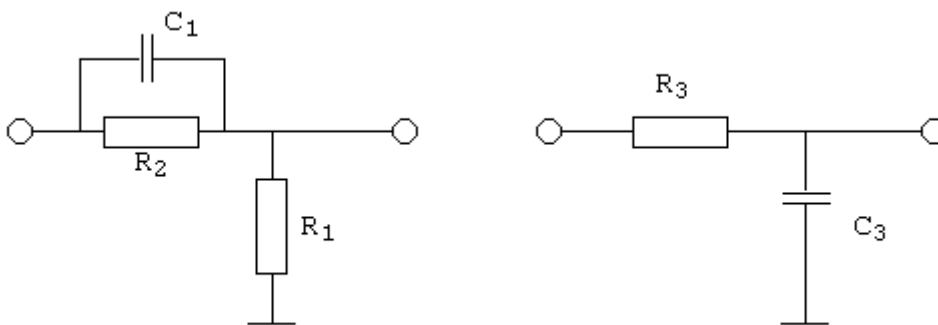
Проверим требование по коэффициенту подавления колебаний $K = 60$ дБ на частоте $f = 2,5$ Гц.



Из приведенного графика видно, что ослабление колебаний на частоте 2,5 Гц (16 рад/сек) составляет более 60 дБ, что полностью соответствует требованиям, предъявленным в техническом задании.

Расчет электрической цепи.

Рассчитаем корректирующее звено для канала стабилизации по оси наружной рамы. Используем 2 пассивных четырехполюсника, изображенных ниже, и развязанных между собой с помощью операционного усилителя.



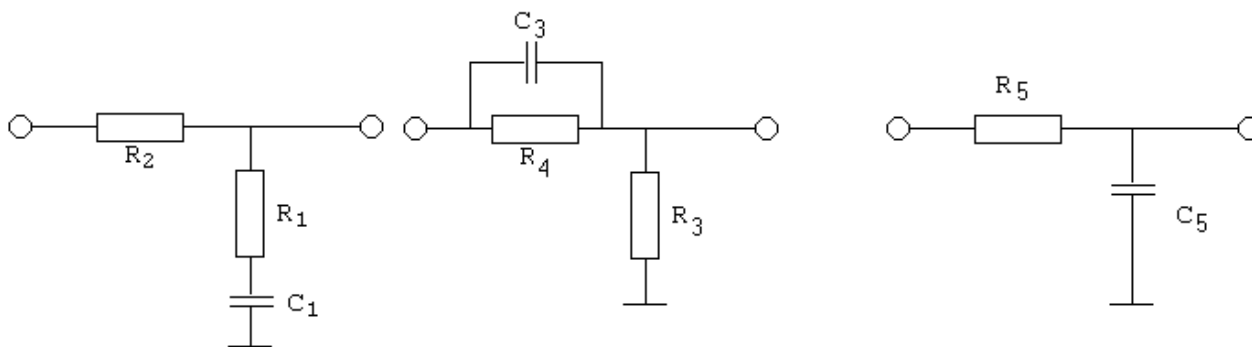
Для схем справедливы следующие соотношения:

$$T_1 = R_1 \cdot C_1, \quad T_2 = \frac{1}{1 + \frac{R_2}{R_1}} \cdot T_1, \quad \text{или} \quad R_2 = R_1 \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right), \quad T_3 = R_3 \cdot C_3.$$

$$T_1 = 0,01 \text{ с}, \quad T_2 = 0,002 \text{ с}, \quad T_3 = 0,0002 \text{ с}.$$

Пусть $C_1 = 1 \text{ мкФ}$, тогда $R_2 = 40 \text{ кОм}$, $R_1 = 10 \text{ кОм}$

Пусть $C_3 = 1 \text{ мкФ}$, тогда $R_3 = 200 \text{ Ом}$



Аналогично осуществляем корректирующее звено по оси платформы.

$$T_1 = R_1 \cdot C_1, \quad T_2 = \left(1 + \frac{R_2}{R_1} \right) \cdot T_1, \quad \text{или} \quad R_2 = R_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right), \quad T_4 = \frac{1}{1 + \frac{R_4}{R_3}} \cdot T_3, \quad T_3 = R_3 \cdot C_3,$$

$$T_5 = R_5 \cdot C_5.$$

$$T_1 = 1 \text{ с}, T_2 = 2 \text{ с}, T_3 = 0,0077 \text{ с}, T_4 = 0,0022 \text{ с}, T_5 = 0,0002 \text{ с}$$

Пусть $C_1 = 1 \text{ мкФ}$, тогда $R_2 = 100 \text{ кОм}$, $R_1 = 100 \text{ кОм}$

Пусть $C_3 = 1 \text{ мкФ}$, тогда $R_3 = 7,7 \text{ кОм} \approx 8 \text{ кОм}$, $R_4 = 20 \text{ кОм}$.

Пусть $C_5 = 1 \text{ мкФ}$, тогда $R_5 = 200 \text{ Ом}$

Глава 7. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ

Контур стабилизации по оси наружной рамы ($OY_{\text{НАР}}$).

Рассчитаем установившееся значение ошибки при действии на гиросtabilизатор постоянного внешнего возмущающего момента $M_{\Sigma}^Y = 0,021$ Нм, которое определяется:

$$\alpha_{CT} = \frac{M_{\Sigma}^Y}{K_{pa}} = \frac{0.021}{40} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 1,72 \text{ угл. мин.}$$

Рассчитаем составляющие этой ошибки:

- от момента трения $M_{\text{тр.ш/п}}^Y = 0,0083$ Нм;

$$\alpha_{CT} = \frac{0.0083}{40} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 0,722 \text{ угл. мин.}$$

- от момента тяжения токоподводов $M_{\text{т.п.}}^Y = 0,00021$ Нм;

$$\alpha_{CT} = \frac{0.00021}{40} = 5,25 \cdot 10^{-6} \text{ рад} = 0,018 \text{ угл. мин.}$$

- от момента остаточной несбалансированности $M_{\text{нб}}^Y = 0,0066$ Нм;

$$\alpha_{CT} = \frac{0.0066}{40} = 1,65 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 0,568 \text{ угл. мин.}$$

- от момента, обусловленного неравножесткостью при линейных ускорениях ЛА $M_{\text{нж(ускор)}}^Y = 0,000013$ Нм;

$$\alpha_{CT} = \frac{0.000013}{40} = 3,25 \cdot 10^{-7} \text{ рад} = 0,0011 \text{ угл. мин.}$$

- от момента, обусловленного неравножесткостью при линейных вибрациях ЛА $M_{\text{нж(вибр)}}^Y = 0,00006$ Нм;

$$\alpha_{CT} = \frac{0.00006}{40} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ рад} = 0,0052 \text{ угл. мин.}$$

- от инерционного момента $M_{\text{ин}} = 0,0058$ Нм.

$$\alpha_{CT} = \frac{0.0058}{40} = 1,45 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 0,499 \text{ угл. мин.}$$

Мы видим, что значение установившейся ошибки стабилизации соответствует требованиям технического задания.

Контур стабилизации по оси платформы(ОХ_{ВН}).

Рассчитаем установившееся значение ошибки при действии на гиростабилизатор постоянного внешнего возмущающего момента $M_{\Sigma}^X = 0,012$ Нм, которое определяется:

$$\beta_{CT} = \frac{M_{\Sigma}^X}{K_{p\beta}} = \frac{0.012}{32} = 3.75 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 1,29 \text{ угл. мин.}$$

Рассчитаем составляющие этой ошибки:

- от момента трения $M_{\text{тр.ш/п}}^X = 0,0062$ Нм;

$$\beta_{CT} = \frac{0.0062}{32} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 0,666 \text{ угл. мин.}$$

- от момента тяжения токоподводов $M_{\text{т.п.}}^X = 0,00017$ Нм;

$$\beta_{CT} = \frac{0.00017}{32} = 5,31 \cdot 10^{-6} \text{ рад} = 0,018 \text{ угл. мин.}$$

- от момента остаточной несбалансированности $M_{\text{НБ}}^X = 0,006$ Нм;

$$\beta_{CT} = \frac{0.006}{32} = 1,88 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = 0,645 \text{ угл. мин.}$$

- от момента, обусловленного неравножесткостью при линейных ускорениях ЛА $M_{\text{НЖ(ускор)}}^X = 0,000005$ Нм;

$$\beta_{CT} = \frac{0.000005}{32} = 1,56 \cdot 10^{-7} \text{ рад} = 0,00054 \text{ угл. мин.}$$

- от момента, обусловленного неравножесткостью при линейных вибрациях ЛА $M_{\text{НЖ(вибр)}}^X = 0,00002$ Нм;

$$\beta_{CT} = \frac{0.00002}{32} = 6,25 \cdot 10^{-7} \text{ рад} = 0,0022 \text{ угл. мин.}$$

Значение установившейся ошибки стабилизации соответствует требованиям технического задания.

Из приведенных расчетов можно заключить, что спроектированная система с корректирующим устройством в цепи обратной связи полностью соответствует требованиям технического задания, как в плане ослабления колебаний на частоте основания, так и в плане точности.

Глава 8.

***Заключение о соответствии выполненного проекта
требованиям технического задания.***

В техническом задании были предъявлены следующие требования к проектируемому гиросtabilизатору :

1. Обеспечение устойчивости каналов стабилизации.
2. Статическая ошибка стабилизации не должна превышать 2,3 угловые минуты по оси наружной рамы и 1,7 угловых минут по оси платформы.
3. Обеспечение коэффициента подавления колебаний на частоте 2,5 Гц не менее 60 дБ.

Рассмотрим по порядку эти требования.

1. Расчет каналов стабилизации приведен в главе 6. Первоначальная система (без корректирующего звена) была неустойчивой. Для обеспечения необходимых запасов по фазе и амплитуде были введены корректирующие звенья, и система стала устойчивой.

2. Требование по статической ошибке стабилизации было выполнено при расчетах в главе 7.

Таким образом, все требования технического задания были выполнены.

Московский Государственный Технический Университет
им. Н.Э.Баумана.

Расчётно-пояснительная записка
к курсовому проекту по теме
Гировертикаль наземного подвижного объекта.

Технологическая часть.

Выполнил:
Студент Гуляев А.С.

Проверил:
Гоцеридзе Р.М.

Группа: ИУ2-82

Москва 2003 г.
Выбор организационной формы сборки.

Экономичность и трудоёмкость сборочного процесса во многом зависит от вида организации производства - организационной формы сборки.

Выбор последней связан с особенностями конструкции, его размерами, программой выпуска, трудоёмкости сборочных операций и рядом других факторов.

Существуют две основные организационные формы сборки:

стационарная и подвижная.

1. Стационарная сборка применяется в индивидуальном, мелкосерийном производстве и серийном производстве, когда затраченное на сборку время значительно меньше ритма (такта);
2. Если время сборки узла кратно ритму, но по технологическим соображениям процесс сборки нельзя разделить на отдельные операции, то сборка выполняется на нескольких рабочих местах параллельно. В этом случае рабочие дублируют друг друга и сборка получается стационарной независимо от программы выпуска.
3. В массовом и серийном производстве во всех технических случаях, когда время сборки превышает ритм со значительной кратностью, целесообразно применять подвижную поточную сборку, т.к. она является наиболее совершенной формой организации сборочных работ.

В свою очередь, стационарная сборка может быть поточной и непоточной.

Непоточная сборка выполняется по принципу концентрации и частичной дифференциации. В первом случае сборочный процесс выполняется одним или несколькими рабочими на одном сборочном посту. Такая форма сборки применяется в единичном и опытных производствах. Во втором случае сборочный процесс расчленяют на сборку отдельных

сборочных единиц и общую сборку по схеме сборочного состава изделия. Это находит применение в серийном производстве.

При поточной неподвижной сборке каждый рабочий или бригада рабочих в технологической последовательности, переходя с объекта на объект, с соблюдением определенного такта сборки выполняет свою операцию. Эту форму сборки применяют для приборов больших габаритов и массы.

Подвижную сборку применяют в поточном производстве; она бывает со свободным и с принудительным движением собираемого изделия. Сборка с принудительным движением собираемого изделия разделяется на подвижную сборку непрерывного движения и подвижную сборку периодического движения. При сборке с принудительным движением собираемого изделия такт выпуска t (мин) определяют по формуле

$$t = F/N,$$

где F — фонд рабочего времени за плановый период, мин; N — программа выпуска за плановый период. В приборостроении в основном применяют подвижную поточную сборку.

Построение технологической схемы сборки.

Сборка изделия - дискретный во времени процесс, который состоит из отдельных переходов. Переход - наименьшая законченная часть технологического процесса, выполняемая без перерыва во времени. Упорядоченный набор переходов образует сборочную операцию.

Первым этапом разработки маршрутного технологического процесса сборки является построение технологической схемы сборки.

Процесс сборки изделия состоит из операций, выполняемых, не только последовательно, но и параллельно, а иногда и с циклами. Технологическая

схема сборки является графической интерпретацией такого процесса. Наиболее ясно и полно отражают технологический процесс сборки схемы с базовой деталью. При построении технологической схемы сборки используются условные обозначения. Правила построения технологических схем сборки.

1. На условном изображении элемента в нижней половине указывается номер позиции по чертежу; в верхней половине - количество одинаковых элементов. На условном изображении материала указывается марка материала. Покупные элементы штрихуются в верхней половине.

2. Технологическая схема сборки начинается с изображения базовой детали или базовой сборочной единицы, выполняющей в данной конструкции роль корпуса или основания, а заканчивается изображением собранного изделия.

3. Сборочные единицы или детали, собираемые одновременно, присоединяются к линиям сборки в одной точке.

4. Несколько деталей или сборочных единиц, устанавливаемых после их предварительной сборки, но без образования сборочной единицы, присоединяются к дополнительной линии сборки в последовательности их Соединения; дополнительная линия сборки подводится к основной в точке операции, на которой формируется сборочная единица с другими элементами изделия.

5. Сборочная единица, формируемая параллельно с основным изделием, строится на дополнительной линии сборки; а дополнительная линия сборки подводится к основной в точке сборки этой сборочной единицы с основным изделием.

6. Стрелка показывает направление сборки. При частичной разборке стрелка направлена от операции к элементу.

7. Знаки контрольных и регулировочных операций подводятся к линии сборки непосредственно после той сборочной единицы, относительно которой они производятся.

8. Определяющий диаметр знака - 10 мм.

Номер операции	Операция	Режущий и монтажный инструмент	Контрольно измерительный инструмент	Оборудование и приспособления	Разряд рабочего
1	Установка ДМ			Отвертка пневматическая	1
2	Установка статора ДУ	Ключ		Клей	1
3	Установка полуосей			Отвертка пневматическая	1
4	Установка ротора ДУ	Ключ		Клей	1
5	Регулировка ротора ДУ	Ключ	Вольтметр цифровой	Клей	3
6	Установка подшипников				1
7	Регулировка подшипников		Штангенциркуль	Отвертка	3

Расчет технологичности конструкции прибора.

Технологичным является такое изделие, которое при условии выполнения всех технических требований более удобно в эксплуатации и позволяет при данной серийности производства изготовить его с минимальными затратами труда, материалов и с наименьшим производственным циклом.

Исходя из этого положения строится методика определения показателей технологичности конструкции приборов. Основная идея методики заключается в том, что технологичная конструкция изделия обеспечивает наибольшую производительность труда, снижение затрат и сокращение

времени на проектирование, технологическую подготовку производства, изготовление, техническое обслуживание и ремонт изделия при обеспечении необходимого его качества.

Показатели технологичности используются для:

- а) количественной оценки технологичности конструкции прибора перед передачей его в серийное производство;
- б) указания конструкторам требований по технологичности при выдаче задания на проектирование нового прибора.

Система показателей содержит:

- а) базовые частные коэффициенты, к которым относятся коэффициенты освоенности $K_{осв}$, унификации деталей $K_{уд}$ и унификации материалов $K_{ум}$;
- б) комплексный коэффициент технологичности $K_{тех}$.

Выражения для определения значений всех частных показателей технологичности должны для «идеального» прибора стремиться к 1; фактические значения частных показателей технологичности K должны находиться в пределах $0 < K < 1$.

Значения коэффициентов определяются на основе анализа технической документации на изделие (сборочного чертежа и спецификации). Для расчета коэффициентов $K_{уд}$, $K_{осв}$ составляется таблица:

Общее	В том числе	Количество
-------	-------------	------------

количество деталей (без крепежных)	собственные	заимствованные	стандартные	покупные	крепежных деталей
n_{Σ}	$n_{сб}$	$n_{зм}$	$n_{ст}$	$n_{пок}$	$n_{кр}$
N_{Σ}	$N_{сб}$	$N_{зм}$	$N_{ст}$	$N_{пок}$	$N_{кр}$

В таблице n - число наименований деталей в изделии;

N - общее число деталей в изделии.

Заполним таблицу с помощью спецификации:

Общее количество деталей (без крепежных)	В том числе				Количество крепежных деталей
	собственные	заимствованные	стандартные	покупные	
20	7	0	7	6	4
35	9	0	13	13	52

Коэффициенты освоенности прибора и унификации его деталей определяются по формулам:

Коэффициент освоенности:

$$K_{OCB} = (N_{ст} + N_{зм} + N_{п}) / N_{\Sigma} = 26/35 = 0.743$$

Коэффициент унификации:

$$K_{y.d.} = 1 - (n_{\Sigma} + n_{кр}) / (N_{\Sigma} + N_{кр}) = 1 - (20 + 4) / (35 + 52) = 0.724$$

Примечания:

1. К стандартным относятся детали, охваченные ГОСТом и ОСТом, отраслевой нормалью.

2. К заимствованным относятся детали, взятые из других аналогичных разработок, и детали, изготавливаемые по стандартам предприятий (СТП).

3. К собственным относятся детали, которые применяются только в данном приборе и на которые разработаны чертежи в проекте на прибор.

4. Сборочные единицы, полученные армированным литьем или прессованием из пластмасс, принимаются за одну деталь.

5. К крепежным деталям относятся гайки, винты, болты, шпильки, заклепки и т.п., а также монтажные провода, товарные знаки, изоляционные прокладки и т.п..

Коэффициент унификации материалов K определяется только для собственных деталей прибора по формуле

$$K_{ум} = 1 - \frac{C_{\Sigma}}{n_{сб}}$$

где C_{Σ} - количество сорторазмеров материалов для изготовления собственных деталей прибора;

Сорторазмер обусловлен маркой материала и определяющим размером. Для определения K составляется таблица:

Количество	Металлы			Пласт-массы	Керамика	Сумма
	черные	цветные	Драгоценные			
Сорторазмеров материалов	1	1	-	-	-	2
Собственных деталей	3	4	-	-	-	7

В результате $K_{ум} = 1 - C_{\Sigma} / n_{сб} = 1 - 2 / 7 = 0.714$

$K_{ТЕХН} = K_{осв} K_{уд} K_{ум} = 0,743 * 0,724 * 0,714 = 0,384$

Расчёт размерной цепи.

Размерная цепь — замкнутый контур линейных или угловых размеров.

Последний размер, получающийся при изготовлении детали или при сборке сборочной единицы, называется замыкающим размером размерной цепи.

В сборочных размерных цепях замыкающий размер является зазором между деталями или взаимным расположением детали, и является последним при сборке.

Увеличивающий размер — размер цепи, который при своём увеличении увеличивает замыкающий размер.

Уменьшающий размер — размер цепи, который при своём увеличении уменьшает замыкающий размер.

Методы расчёта размерных цепей.

Различают также прямую и обратную задачу расчёта размерных цепей. В прямой задаче — задан допуск замыкающего размера, найти допуски всех размеров, входящих в размерную цепь, а в обратной задаче соответственно наоборот.

Для расчётов используют следующие методы: максимум-минимум и вероятностный метод. Расчёт на максимум-минимум даёт абсолютную гарантию, что замыкающий размер находится в установленных пределах. Вероятностный метод учитывает наиболее вероятные соотношения размеров цепи и даёт максимально приближенный к практике результат.

Значения звеньев размерной цепи приведены ниже. При проверочном расчете необходимо определить, будет ли удовлетворяться исходное точностное требование к узлу для данной точности размеров деталей в сборке без регулировочных работ. В

данном случае исходное точностное требование совпадает с замыкающим звеном размерной цепи.

Звенья	Номинальное значение, мм	Среднее значение, мм
A1	85,3	85,25
A2	74,55	74,5
A3	5,55	5,5
A4	4,3	4,26
Ak	1	0,99

Определим среднее значение и поле рассеивания искомого размера A_x методом максимума - минимума :

$$A_k = A_1 - A_2 - A_3 - A_4 = 85,25 - 74,5 - 5,5 - 4,26 = 0,99$$

Литература :

1. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Ч1. - М.: Высшая школа, 1986.
2. Пельпор Д.С., Матвеев В.А., Арсеньев В.Д. Динамически настраиваемые гироскопы. - М.: Машиностроение, 1988.
3. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Ч2. - М.: Высшая школа, 1986.
4. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Ч3. - М.: Высшая школа, 1986.
5. Лекции по теории гироскопов и гиросtabilизаторов.
6. Лекции по элементам САУ.
7. Э.Г. Богатырев, З.Ф. Уразаев. Методические указания по выполнению технологической части дипломных проектов. М.: изд. МВТУ, 1978.

8. Р.М. Гоцеридзе, З.Ф. Уразаев. Методы обеспечения точности сборки приборов.
М.: Издательство МГТУ, 1993.