

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

**«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»**

Факультет электротехнический

Кафедра автоматики

Направление подготовки 27.03.04 «Управление в технических системах»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

Голошапов С.С.

20__ г.

Измерительная система модернизированной балансировочной установки
(тема)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–27.03.04.2020.092.04.24.00 ПЗ ВКР

Автор ВКР

студент группы МиЭт-424

/ Иванова А.М.

подпись

ФИО

20__ г.

Руководитель работы

к.т.н. профессор кафедры

должность

/Белугин В.Б.

подпись

ФИО

20__ г.

Консультант

ведущий конструктор 1 категории

должность

/Губко В.П.

подпись

ФИО

20__ г.

Нормоконтроль

старший преподаватель

должность

/Елисеев В.П.

подпись

ФИО

20__ г.

Миасс 2020

Аннотация

Иванова А.М. Измерительная система модернизированной балансировочной установки. Миасс: ЮУрГУ, Автоматика, 2020г., 59 стр. 12 ил., библиографический список – 16 наименований, 2 приложение.

В данной выпускной квалификационной работе проведена разработка балансировочной установки для миниатюрного динамически настраиваемого гироскопа КЕАФ05-029Б.

Были проведены расчёты радиуса инерции, расчёт чувствительности станка. Была создана 3D – модель рамки в программе «Компас 3D».

В результате проделанной работы был создан станок для прибора КЕАФ05-029Б, не имеющего перекрёстных связей между плоскостями коррекции.

| | | | | | | | | |
|------------------|-------------|-----------------------|----------------|-------------|--|-------------------------------|-------------|---------------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ | | | |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | | | |
| <i>Разраб.</i> | | <i>Иванова А.М.</i> | | | <i>Измерительная система модернизированной балансировочной установки</i> | <i>Лит.</i> | <i>Лист</i> | <i>Листов</i> |
| <i>Провер.</i> | | <i>Белугин В.Б.</i> | | | | | 3 | 59 |
| <i>Н. контр.</i> | | <i>Елисеев В.П.</i> | | | | ЮУрГУ Кафедра «Автоматика» | | |
| <i>Утверд.</i> | | <i>Голощанов С.С.</i> | | | | | | |

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| Список принятых сокращений | 6 |
| Введение | 7 |
| 1 Принцип работы динамически настраиваемого гироскопа..... | 9 |
| 2 Описание конструкции миниатюрного динамически настраиваемого гироскопа КЕАФ05-029Б..... | 12 |
| 3 Математическая модель погрешностей ДНГ | 14 |
| 3.1 Составляющие математической модели | 14 |
| 3.2 Повышение точности ДНГ | 22 |
| 4 Классификация балансировочных станков | 23 |
| 4.1 Балансировочные станки различных типов | 25 |
| 4.1.1. Балансировочные станки с неподвижной осью ротора. | 26 |
| 4.1.2. Балансировочные станки с фиксированной осью колебания оси ротора. | 26 |
| 4.1.3. Балансировочные станки с фиксированной плоскостью колебания оси вращения ротора | 27 |
| 4.1.4. Балансировочные станки без жесткой связи оси ротора с неподвижным основанием. | 28 |
| 5 Принцип работы балансировочного станка | 30 |
| 6 Момент инерции тела | 36 |
| 7 Радиус инерции тела | 38 |
| 8 Аналого-цифровые преобразователи..... | 41 |
| 8.1. Основные характеристики АЦП..... | 42 |
| 8.2. Типы АЦП | 42 |
| 9 Теорема Котельникова..... | 43 |
| 10 Конструкция балансировочного станка..... | 45 |
| 10.1 Балансировочный станок для прибора КЕАФ05-029Б..... | 48 |
| 12 Чертеж рамки с местами под вибродатчики..... | 49 |
| 13 Расчёт радиуса инерции..... | 50 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 4 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

| | |
|---|----|
| 14 Расчет чувствительности станка | 53 |
| 13 Блок-схема установки | 56 |
| Заключение | 57 |
| Библиографический список..... | 58 |
| Приложение А. Рамка с площадками под вибродатчики | 60 |
| Приложение Б. Чертеж сечения рамки | 61 |

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|---------------------------|-------------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 5 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | | |

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

ДНГ – динамически настраиваемый гироскоп;

МЦХ – массо-центровочная характеристика;

ЧЭ – чувствительный элемент;

ДМ – датчик момента;

ДУ – датчик угла;

ДУМ – датчик угла момента;

ИУС – измеритель угловых скоростей;

ТДУ – тяжение датчика угла;

ТДМ – тяжение датчика момента;

ЧЭ – чувствительный элемент;

ЦМ – центр масс;

ДМП – датчик момента постоянного тока;

ГЦОИ – главная центральная ось инерции;

АЦП – аналого-цифровые преобразователи.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 6 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

ВВЕДЕНИЕ

В конце прошлого века были разработаны и успешно применяются в настоящее время динамически настраиваемые гироскопы (ДНГ).

ДНГ применяются в качестве чувствительных элементов в индикаторных гиросtabilизаторах и бесплатформенных инерциальных навигационных систем.

ДНГ обладают следующими достоинствами:

- малые габаритные размеры и масса,
- невысокая стоимость,
- высокая надёжность,
- хорошая точность.

Благодаря этому данный класс гироскопов получил широкое применение в системах ориентации и навигации среднего класса точности.

Как и всегда, разработчики стремятся увеличить точность прибора. На сегодняшний день ДНГ достигают точности $0,002$ °/час (случайная составляющая скорости ухода).

Повышение точности ДНГ связано с задачей уменьшения уровня собственных вибраций конструкции прибора, возникающих при вращении ротора гироскопа в шарикоподшипниковой опоре. Одним из путей снижения собственных вибраций является динамическая балансировка вращающейся части прибора – установленного на валу ротора приводного двигателя и чувствительного элемента ДНГ. Целью динамической (моментной) балансировки является совмещение главной центральной оси инерции ротора с осью его вращения. На практике эта задача решается удалением металла (или навеской грузов), в двух плоскостях коррекции, перпендикулярных к оси вращения ротора.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 7 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Теория и практика балансировочной техники исторически была продиктована требованиями в машиностроительной промышленности, а позже – в электромашиностроении. Применительно к точному приборостроению, а особенно к гироскопической технике, эти требования значительно ужесточились – величины остаточного дисбаланса, до которых требуется довести ротор в процессе балансировки, имеет порядок $1 \text{ мг}\cdot\text{мм}$. Это требует совершенно нового подхода к балансировочной технике, обеспечивающего высокую чувствительность станков, способность выделять сигналы дисбаланса на фоне шумов в широком частотном диапазоне.

Данная задача должна решаться применением новых подходов к конструкции балансировочных станков, применением высокочувствительных датчиков вибрации, высокоточных аналого-цифровых преобразователей и современной вычислительной техники. Одному из путей реализации данных требований и посвящена данная работа.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|---------------------------|-------------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 8 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | | |

1 ПРИНЦИП РАБОТЫ ДИНАМИЧЕСКИ НАСТРАИВАЕМОГО ГИРОСКОПА

Динамически настраиваемый гироскоп (ДНГ) – это датчик первичной информации, получивший широкое распространение в качестве датчика угловых скоростей благодаря своей высокой точности, небольшой стоимости и малому времени готовности. [1]

В настоящее время динамически настраиваемые гироскопы получили широкое распространение в качестве чувствительных элементов индикаторных гиросtabilизаторов в основном благодаря своей относительно невысокой стоимости и относительно простой технологии изготовления по сравнению с поплавковыми приборами.

При этом они имеют малые габариты, массу и достаточно высокую точность, позволяющую применять их в качестве чувствительных элементов в стабилизаторах инерциальных навигационных систем. [2]

На рисунках 1.1 и 1.2 представлены кинематические схемы ДНГ с одноколечным и двухколечным подвесами соответственно. ДНГ состоит из ротора, соединённого с валом посредством упругого подвеса. Подвес обеспечивает малые отклонения ротора. Ротор приводится во вращение двигателем через вал (Ω – угловая скорость вращения вала).

Датчики угла выдают информацию об отклонениях чувствительного элемента (ЧЭ) относительно измерительных осей. Датчики момента служат для создания управляющих моментов, прикладываемых к ЧЭ относительно соответствующих осей. [3]

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 9 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

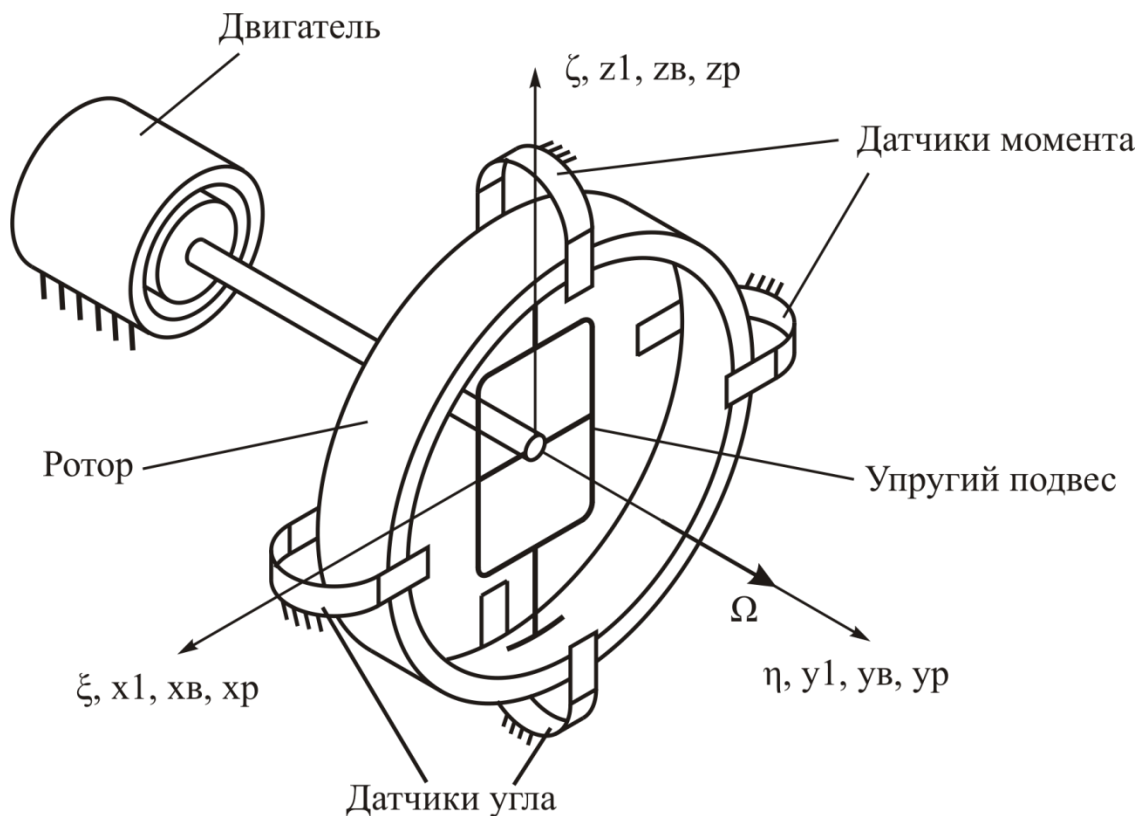


Рисунок 1.1 – Одноколечный ДНГ

В одноколечном ДНГ возникают вибрации маховика на частоте 2Ω при отклонении оси маховика от оси вала. Полностью такие вибрации устранить нельзя, и это принципиально отличает характер движения маховика динамически настраиваемого гироскопа с одноколечным подвесом от движения свободного гироскопа. Медленно меняющееся отклонение оси маховика и её колебания с частотой 2Ω накладывает, существенный отпечаток на поведение такого гироскопа на вибрирующем основании и его реакцию на внешние гармонические возмущающие моменты. В конечном счёте это сказывается, и не лучшим образом, на качестве гироскопа как чувствительного элемента гиросtabilизатора или измерителя угловой скорости.

Двухколечный подвес защищает чувствительный элемент от вибраций на частоте 2Ω при его отклонении от оси вала. Это приводит к улучшению динамики гироскопа и избавляет от некоторых уходов. Поэтому будем использовать двухколечный подвес. [4]

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 10 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

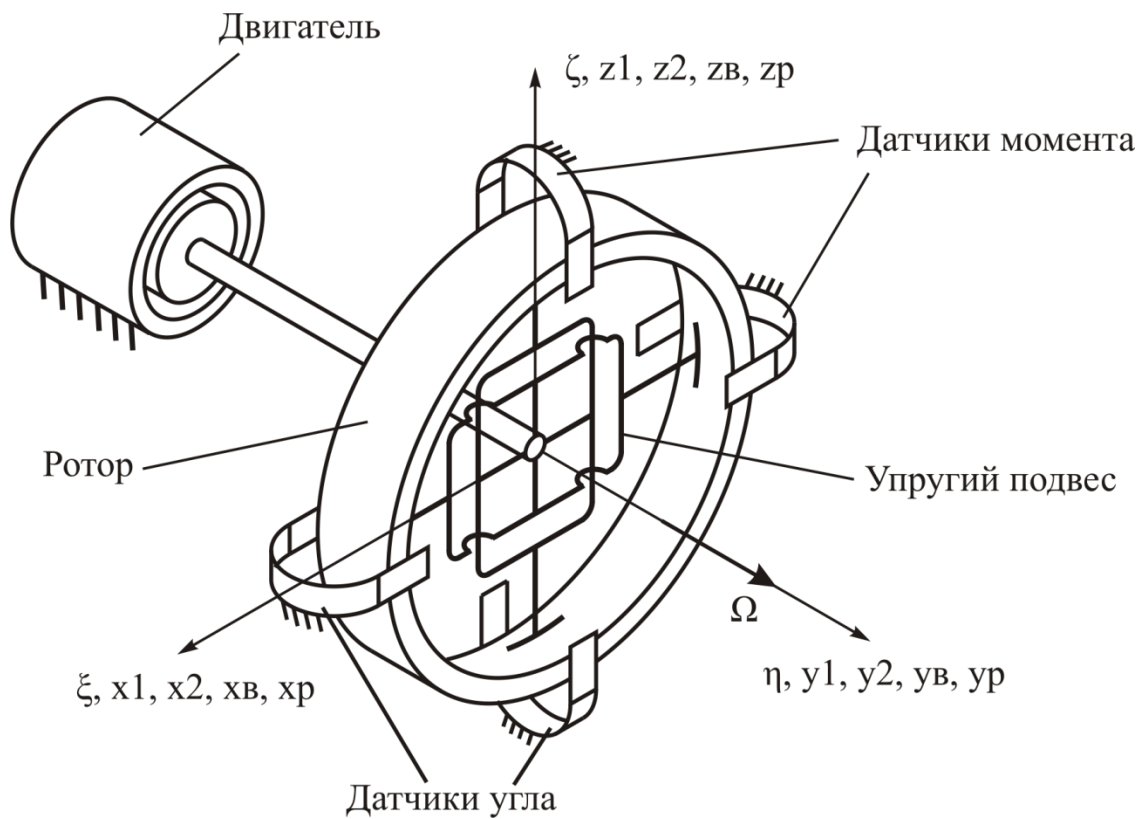


Рисунок 1.2 – Двухколечный ДНГ

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 11 |

2 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ МИНИАТЮРНОГО ДИНАМИЧЕСКИ НАСТРАИВАЕМОГО ГИРОСКОПА КЕАФ05-029Б

Общий вид прибора КЕАФ05-029Б представлен на рисунке 2.1.

Прибор представляет собой двухкольцевой прецессионный динамически настраиваемый гироскоп с монолитным подвесом–1, упругие элементы которого работают на изгиб. Прибор имеет магнитоэлектрическую машину синхронного типа, состоящую из ротора торцевого исполнения–2 и немагнитного статора–3, магнитоэлектрический датчик момента (ДМ)–4 и позиционный генераторный датчик угла (ДУ)–5, работающий за счет неравномерности магнитной индукции в рабочем зазоре магнитной системы, созданной специальными пазами в магнитах–6. ДУ и ДМ конструктивно совмещены в виде двухкоординатного датчика угла и момента. Магнитное поле в рабочем зазоре создается двумя кольцевыми обоймами и направлено вдоль радиуса колец. В приборах обоймы выполнены из цельных кольцевых заготовок кольцевых магнитов радиальной текстуры. Ротор–7 ДУМ является носителем кинетического момента гироскопа (маховиком). Ротор помещен в ампулу – 8 под низким давлением (вакуум), для уменьшения аэродинамических моментов, связанных с трением ротора об газовую среду.

Подшипники–9 прибора устанавливаются в корпус подшипникового узла–10 через специальные упругие элементы, обеспечивающие стабильность осевого натяга и вибрационного состояния подшипникового узла. С этой же целью корпус подшипникового узла и вал выполнены из одного материала. Во внутренней полости прибора имеется термодатчик–11 в виде катушки из медного провода с бифилярной намоткой. С целью уменьшения влияния внешних магнитных полей прибор имеет двухслойную магнитную защиту в виде колпаков – 12. Для установки в изделие прибор имеет установочный фланец с пазами под штифты диаметром 1,6 мм. Для динамической балансировки вращающейся части прибора на торцевой поверхности ампулы и

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 12 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

торце ротора двигателя предусмотрены кольцевые канавки. Эти плоскости являются плоскостями коррекции динамического (моментного) дисбаланса.

Масса прибора – 100 г, габариты $\text{Ø}34 \times 37$ мм.

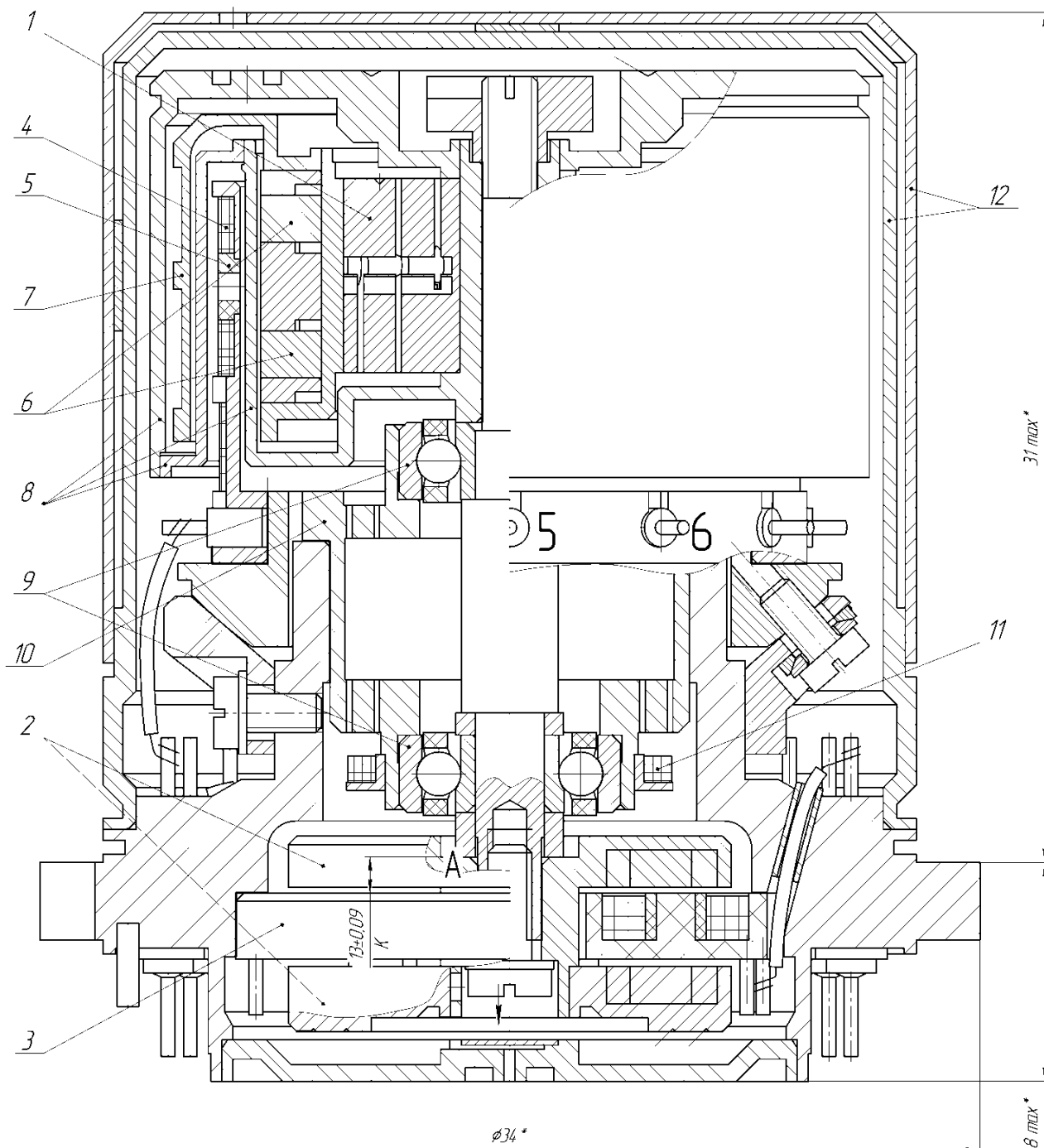


Рисунок 2.1 - Мини ДНГ КЕАΦ-05 029Б

| | | | | | |
|---------------------------|------|----------|-------|------|------|
| | | | | | Лист |
| 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | | | | | 13 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | |

3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОГРЕШНОСТЕЙ ДНГ

3.1 Составляющие математической модели

Математическая модель погрешностей ДНГ взята из документации предприятия. Ниже приводится содержание части этой документации, описывающей погрешности ДНГ.

Математическая модель погрешностей ДНГ предназначена для определения расчётных численных значений составляющих погрешностей с целью подтверждения соответствия их требованиям, предъявляемым к ДНГ при использовании его в составе комплекта. [5]

Математическая модель погрешностей ДНГ, работающего в режиме измерителя угловых скоростей (ИУС), может быть представлена в следующем виде:

$$\omega = \omega_0 + \omega_a(\bar{a}) + \omega_{\Omega}(\bar{\Omega}) + \omega_{\dot{\Omega}}(\bar{\dot{\Omega}}),$$

где ω_0 – собственный уход гироскопа, не зависящий от линейного ускорения и входной угловой скорости;

$\omega_a(\bar{a})$ – уход гироскопа, зависящий от линейного ускорения основания;

$\omega_{\Omega}(\bar{\Omega})$ – погрешность, зависящая от абсолютной угловой скорости основания;

$\omega_{\dot{\Omega}}(\bar{\dot{\Omega}})$ – погрешность, зависящая от абсолютного углового ускорения основания.

Уход гироскопа, не зависящий от линейного ускорения основания, имеет вид:

$$\omega_0^x = \omega_{\tau}^x - \omega_h^x \varepsilon_x + \omega_{\Delta k}^x \varepsilon_y;$$

$$\omega_0^y = \omega_{\tau}^y - \omega_h^y \varepsilon_y - \omega_{\Delta k}^y \varepsilon_x,$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 14 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

где $\omega_\tau^x, \omega_\tau^y$ – составляющие скорости ухода, не зависящие от линейного ускорения основания, измеренные при «нулевых» значениях входных сигналов ДДУ по каналам X и Y соответственно.

При этом в системе координат OXYZ, связанной с корпусом ДНГ, ось OZ является осью собственного вращения вала, оси OX, OY являются осями чувствительности;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y$ – углы поворота маховика вокруг осей X, Y зависящие от смещения нуля ДДУ;

ω_h – диссипативная составляющая скорости ухода, вызываемая поворотом маховика на единичный положительный угол вокруг оси измерения ухода;

$\omega_{\Delta k}$ – консервативная составляющая скорости ухода, вызываемая поворотом маховика на единичный положительный угол вокруг оси, перпендикулярной оси измерения ухода.

Составляющие скорости ухода, не зависящие от линейного ускорения основания и отклонения маховика, включают в себя:

- погрешность $\omega_{\tau 1}$, вызванную возмущениями моментами, обусловленными не симметрией воздействия на маховик газодинамических моментов $M_{ГД}$, тяжением датчиков угла $M_{ТДУ}$ и момента $M_{ТДМ}$, воздействием внешних магнитных полей и т.п.

$$\omega_{\tau 1} = \frac{M_{ГД} + M_{ТДУ} + M_{ТДМ}}{H}, \quad (3.1.1)$$

где H – кинетический момент гироскопа ($H \approx J_{oc} \cdot 2\pi\varphi_0$, J_{oc} – осевой момент инерции маховика; φ_0 – частота вращения маховика);

- вибрационные составляющие ухода $\omega_{\tau 2}, \omega_{\tau 3}, \omega_{\tau 4}, \omega_{\tau 5}$, возникающие при воздействии возмущающих моментов, обусловленных следующими факторами:

1) осевой вибрацией маховика с частотой $\dot{\varphi}_0$ вращения ЧЭ, при наличии статистической несбалансированности маховика:

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 15 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

$$\omega_{\tau 2} = \frac{M}{2H} \left(r + k \frac{\Delta S}{2D_0} \right) n_{\dot{\varphi}0}; \quad (3.1.2)$$

$$\Delta S = S_1 - S_2,$$

где M – масса маховика;

r – радиальный дисбаланс ЧЭ (определяется точностью регулировочных операций);

S_1, S_2 – податливость в направлении вала двух пар упругих элементов (соответственно принадлежащих одной оси);

D_0 – усреднённое расстояние между парами упругих элементов;

$n_{\dot{\varphi}0}$ – амплитудное значение виброускорения в направлении оси вала на частоте $\dot{\varphi}_0$;

k – среднее значение коэффициента угловой жёсткости подвеса.

2) линейной вибрацией маховика с двойной частотой его вращения $2\dot{\varphi}_0$ в плоскости, перпендикулярной оси вращения вала, при непересечении осей упругого подвеса:

$$\omega_{\tau 3} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i d_i + Ml}{4H} n_{2\dot{\varphi}0}, \quad (3.1.3)$$

где m_i – масса i -го карданова кольца ($i = 1, 2$);

d_i – осевой дисбаланс i -го карданова кольца;

l – не пересечение осей подвеса (определяется точностью регулировочных операций);

$n_{2\dot{\varphi}0}$ – амплитудное значение виброускорения в радиальном направлении на удвоенной частоте вращения $2\dot{\varphi}_0$ (как правило, генерируемой ш/п);

3) угловой вибрацией на двойной частоте вращения $2\dot{\varphi}_0$ при неидентичности моментов инерции кардановых колец:

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 16 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

$$\omega_{\tau 4} = \frac{1}{q} \left(2 - \frac{k_1}{k_2} - \frac{J_{\zeta 2} + J_{\eta 2} - J_{\xi 2}}{J_{\zeta 3} + J_{\eta 3} - J_{\xi 3}} \right) E_{2\dot{\varphi} 0}, \quad (3.1.4)$$

где k_1, k_2 – коэффициенты угловой жёсткости по ортогональным осям ζ и η подвеса;

$J_{\zeta 2}, J_{\eta 2}, J_{\zeta 3}, J_{\eta 3}$ – экваториальные моменты инерции карданных колец относительно осей ζ и η соответственно;

$J_{\xi 2}, J_{\xi 3}$ – осевые моменты инерции карданных колец;

$E_{2\dot{\varphi} 0}$ – амплитуда угловой вибрации вала относительно экваториальной оси на частоте $2\dot{\varphi}_0$ (как правило генерируемой ш/п);

$q = \frac{H}{k}$ – показатель качества гироскопа;

4) линейной вибрацией с произвольной частотой, отличающейся от резонансных частот прибора и направленной под углом к оси собственного вращения («косая вибрация»), влияющей через механизм неравножёсткости подвеса:

$$\omega_{\tau 5} = \frac{(Ma_g)^2}{16H} \sin 2\alpha (2R_z - R_\zeta - R_\eta), \quad (3.1.5)$$

где a_g – амплитуда косой вибрации;

α – угол наклона направления вибрации к оси собственного вращения;

R_z – податливость подвеса в направлении оси собственного вращения;

R_ζ, R_η – податливость подвеса в направлении осей ζ и η соответственно.

$$\omega_\tau = \omega_{\tau 1} + \omega_{\tau 2} + \omega_{\tau 3} + \omega_{\tau 4} + \omega_{\tau 5}. \quad (3.1.6)$$

Составляющие скорости ухода, не зависящие от линейного ускорения основания и чувствительные к угловым отклонениям маховика $\varepsilon_x, \varepsilon_y$, в свою очередь определяются составляющей ω_h , зависящей от постоянной времени прецессии, и составляющей $\omega_{\Delta k}$, зависящей от динамической расстройки [5].

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 17 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Составляющая ω_h обусловлена моментами вязкого трения в упругом подвесе и газодинамическими диссипативными моментами:

$$\omega_h = \frac{1}{\tau}, \quad (3.1.7)$$

где τ – постоянная времени прецессионного движения ДНГ.

Консервативная составляющая скорости ухода $\omega_{\Delta k}$ связана с изменениями угловой жёсткости упругого подвеса и моментов инерции кардановых колец, а также воздействием газодинамических моментов, имеющих квазиупругий характер:

$$\omega_{\Delta k} = \frac{1}{q} (k_{mч} \Delta t + 2\delta_{\phi 0}), \quad (3.1.8)$$

где $k_{mч}$ – температурный коэффициент частоты, характеризующий температурные изменения модуля упругости и линейных размеров подвеса;

Δt – изменение температуры;

$\delta_{\phi 0}$ – относительное несовпадение частоты вращения гироскопа с номинальным значением, в том числе погрешность, обусловленная технологическими возможностями регулирования, и ошибки при наличии переносной угловой скорости Ω_z .

Уход гироскопа, зависящий от линейного ускорения основания, имеет вид:

$$\omega_a^x(\bar{a}) = \omega_\rho \frac{a_x}{g} + \omega_\varepsilon \frac{a_y}{g} + \omega_k \frac{a_z}{g} + 2\omega_v \frac{a_x a_z}{g^2};$$

$$\omega_a^y(\bar{a}) = \omega_\rho \frac{a_y}{g} - \omega_\varepsilon \frac{a_x}{g} + \omega_k \frac{a_z}{g} + 2\omega_v \frac{a_y a_z}{g^2},$$

где a_x, a_y, a_z – проекции ускорения основания на оси прибора;

g – ускорение свободного падения;

ω_ρ – составляющая скорости ухода из-за осевой разбалансировки маховика, вызываемая линейным ускорением основания, равным 1g, в направлении, совпадающем с осью измерения ухода;

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 18 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

ω_ε – квадратурная составляющая скорости ухода, вызываемая линейным ускорением основания, равным $1g$, в направлении, перпендикулярном оси собственного вращения и оси измерения ухода;

ω_k – полярная составляющая, вызываемая изменением вибрационного, газодинамического и электромагнитного тяжения из-за действия вдоль оси собственного вращения линейного ускорения, равного $1g$;

ω_ν – составляющая скорости ухода из-за линейной неравножесткости подвеса, вызываемая линейным ускорением основания, равным $1g$, в направлении биссектрисы угла между осью собственного вращения и осью измерения ухода.

Составляющая скорости ухода из-за осевой разбалансировки маховика ω_ρ определяется соотношением:

$$\omega_\rho = \frac{Md}{H} \cdot g, \quad (3.1.9)$$

где d – осевое смещение центра масс маховика (определяется точностью поведения регулировочных операций).

Квадратурная составляющая скорости ухода ω_ε обусловлена возмущающими моментами, вектор которых компланарен вектору ускорения.

Квадратурный возмущающий момент возникает вследствие несовершенства упругого подвеса.

Появление квадратурных моментов обусловлено следующими основными причинами:

- начальной встречной закруткой упругих элементов подвеса, например, вследствие остаточных напряжений при нулевом положении маховика;
- взаимным разворотом упругих элементов подвеса в сочетании с их неравножесткостью по осям, перпендикулярным оси подвеса;
- осевым дебалансом кардановых колец в сочетании с неортогональностью осей подвеса;

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 19 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Приближённое математическое описание указанных погрешностей имеет вид:

$$\omega_{\varepsilon 1} = \frac{\mu M}{q} g; \quad (3.1.10)$$

где μ – перекрёстная податливость подвеса, связанная с начальной угловой деформацией упругих элементов (угол поворота маховика вокруг одной из осей подвеса при действии единичной силы вдоль этой оси);

$$\omega_{\varepsilon 2} = \frac{\Delta S_p}{4qD_0} \zeta_0 Mg; \quad \Delta S_p = S_k - S_i; \quad (3.1.11)$$

где S_k, S_i – податливости упругого элемента вдоль осей, перпендикулярных оси подвеса;

ζ_0 – угол взаимного разворота упругих элементов, в том числе связанный с дефектами структуры угол поворота осей наибольших податливостей упругих элементов;

$$\omega_{\varepsilon 3} = \frac{d_1 \chi_1 m_1 + d_2 \chi_2 m_2}{2H} g, \quad (3.1.12)$$

где χ_1, χ_2 – углы неортогональности упругих осей, образующих двойной карданов подвес ДНГ;

m_1, m_2 – массы кардановых колец.

$$\omega_{\varepsilon} = \omega_{\varepsilon 1} + \omega_{\varepsilon 2} + \omega_{\varepsilon 3}. \quad (3.1.13)$$

Полярная составляющая скорости ухода ω_k определяется изменением вибрационного, газодинамического и электромагнитного тяжений из-за перемещения чувствительного элемента при действии линейного ускорения вдоль полярной оси.

Основу полярной погрешности оставляет вибрационный компонент, возникающий из-за постоянных составляющих возмущающих моментов, вызванных совместным воздействием линейной и угловой вибрации, а также

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 20 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

радиального смещения центров масс маховика и кардановых колец в целом спектре частот, который приближённо можно оценить по формуле:

$$\omega_k = \frac{Mg}{2H} \left(r + k \frac{S_1 - S_2}{2D_0} \right) \lambda, \quad (3.1.14)$$

где λ – коэффициент влияния линейного ускорения вдоль оси вращения на амплитуду осевой вибрации.

Возникновение составляющей скорости ухода из-за линейной неравножёсткости ω_v связано со смещением центра масс маховика при наличии ускорения в плоскости вала ДНГ из-за неравножёсткости упругого подвеса в осевом и радиальном направлениях, при этом направление смещения центра масс не совпадает с направлением ускорения, а вектор возмущающего момента перпендикулярен вектору ускорения:

$$\omega_v = \frac{(Mg)^2}{4H} (2R_z - R_\zeta - R_\eta); \quad (3.1.15)$$

Погрешность гироскопа, зависящую от абсолютной угловой скорости основания, можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \omega_{\bar{\Omega}}^x &= (\Delta_{xx}\Omega_x + \Delta_{xy}\Omega_y + \Delta_{xz}\Omega_z); \\ \omega_{\bar{\Omega}}^y &= (\Delta_{yy}\Omega_y + \Delta_{yx}\Omega_x + \Delta_{yz}\Omega_z), \end{aligned} \quad (3.1.16)$$

где $\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z$ – проекции абсолютной угловой скорости основания на оси X, Y, Z ДНГ;

Δ_{xx}, Δ_{yy} – погрешности измерения, связанные с погрешностью коэффициента передачи ДНГ в режиме ИУС;

$\Delta_{xy}, \Delta_{xz}, \Delta_{yx}, \Delta_{yz}$ – погрешности измерения, обусловленные перекрёстными связями между каналами в основном из-за неперпендикулярности векторов моментов (создаваемых датчиком момента), вектора кинетического момента к установочной базе вследствие технологических погрешностей изготовления ДМП, сборки ДНГ и несимметрией магнитных систем.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 21 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Погрешность измерения, возникающая при ускоренных разворотах основания, обусловлена инерционным моментом и определяется следующими выражениями:

$$\begin{aligned}\omega^x(\dot{\Omega}) &= \frac{1}{H} \left(J_{\text{эк}} + \frac{J_1 + J_2}{2} \right) \dot{\Omega}_x; \\ \omega^y(\dot{\Omega}) &= \frac{1}{H} \left(J_{\text{эк}} + \frac{J_1 + J_2}{2} \right) \dot{\Omega}_y,\end{aligned}\tag{3.1.17}$$

где $\dot{\Omega}_x, \dot{\Omega}_y$ – проекции абсолютного углового ускорения на оси прибора;

$J_{\text{эк}}$ – экваториальный момент инерции маховика;

$$J_1 = \frac{J_{\xi 2} + J_{\eta 2}}{2}; \quad J_2 = \frac{J_{\xi 3} + J_{\eta 3}}{2}.\tag{3.1.18}$$

3.2 Повышение точности ДНГ

Как показывает матмодель, в числе погрешностей имеются погрешности, зависящие от собственных вибраций прибора ω_t , возникающие при вращении ротора в подшипниках. Одним из эффективных способов снижения собственных вибраций, а следовательно, и повышения точности прибора, является динамическая балансировка его вращающейся части. Поэтому задача повышения точности балансировки ДНГ является важной составной частью общей задачи повышения его точностных характеристик. Кроме того, снижение уровня вибраций прибора положительно влияет на увеличение ресурса работы, т.к. уменьшается износ шарикоподшипников прибора.

Динамическая балансировка ДНГ производится на балансировочных станках различной конструкции, как универсальных, так и проектируемых под конкретный тип ДНГ в зависимости от его конструкции и требований точности.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 22 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

4 КЛАССИФИКАЦИЯ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКОВ

В классификации по количеству степеней свободы ротора механические системы распределены по классам, причем номер класса, обозначены римской цифрой, указывает на количество степеней свободы. При этом имеется ввиду жесткий ротор. Кроме того, введен дополнительный конструктивный признак разделения механических систем на две группы: отмеченный буквой А, что характеризует в балансировочном станке наличие рамы, на которой размещаются опоры ротора, и буквой Б, указывающей на применение отдельных опор ротора. Такое дополнительное подразделение механических систем характеризует не только свойства механической системы, но и особенности балансировочного процесса, так как в системах группы Б выбор колеблющихся точек для измерения их движения более ограничен, чем для группы А.

Анализируя применимость классов и групп механических систем, следует отметить, что системы III и IV классов нашли весьма ограниченное применение, что можно объяснить отсутствием у них каких-либо преимуществ по сравнению с системами, например, II или V класса. [6]

Классификация механических систем по количеству степеней свободы оси ротора приводит к разделению их на следующие группы:

группа 1 – с нулевой степенью подвижности, с неподвижной осью ротора (Рис. 4.2, а)

группа 2 – с одной степенью свободы, с фиксированной осью колебания оси ротора (Рис. 4.2, б);

группа 3 – с тремя степенями свободы, с фиксированной плоскостью колебаний оси ротора (Рис. 4.2, в);

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 23 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

группа 4 – с шестью степенями свободы, с пространственным движением оси ротора без жестких связей с неподвижным основанием (Рис. 4.2, г).

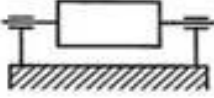
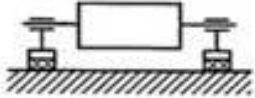
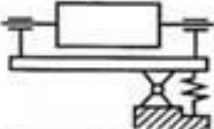
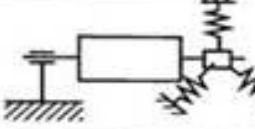
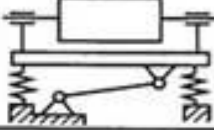
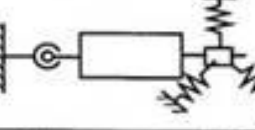
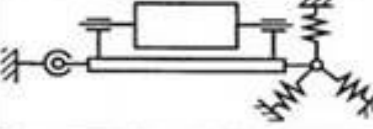
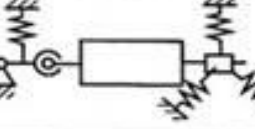
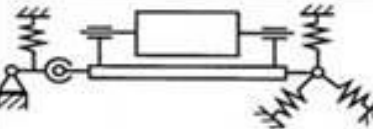
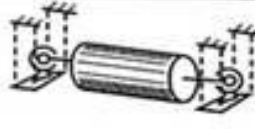
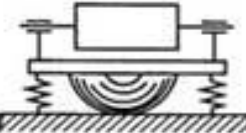
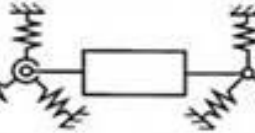
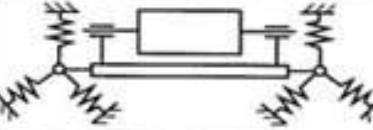
| Класс | Конструктивная группа | |
|-------|---|--|
| | А | Б |
| I |  |  |
| II |  |  |
| III |  |  |
| IV |  |  |
| V |  |  |
| VI |  |  |
| VII |  | |

Рис. 4.1 - Классификация механических систем балансировочных станков по количеству степеней свободы

Следует отметить, что для балансировочных станков 1-й группы, где нет движения оси ротора, должна быть математически описана картина сил, действующих на механическую систему, а для станков 2-й, 3-й, 4-й групп должно быть описано движение механической систем. Следовательно,

получается четыре группы математических описаний, из которых можно получить частные аналитические зависимости для конкретных конструктивных схем балансировочных станков.

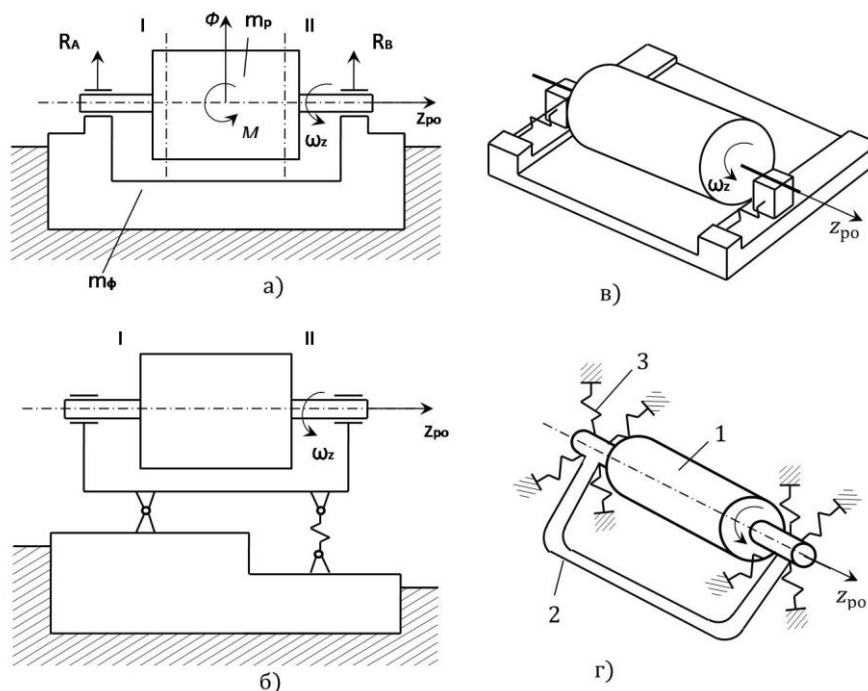


Рис. 4.2 - Классификация механических систем балансировочных станков по количеству степеней свободы оси вращения ротора

Следует отметить, что группы механических систем по этой классификации согласуются с предыдущей классификацией по количеству степеней свободы ротора. В частности, группа 1 соответствует классам IA и IB, группа 2 – классу IIA, группа 3 – классу VБ и группа 4 – классу VIIA, т.е. тем разновидностям механических систем, которые нашли практическое применение и развиваются в конструкциях балансировочных станков.

4.1 Балансировочные станки различных типов

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 25 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

4.1.1. Балансировочные станки с неподвижной осью ротора.

Группа 1 механических систем с неподвижной осью ротора имеет жесткую связь оси ротора массы m_r через неподвижные подшипники с несоизмеримо большой массой m_ϕ .

Работа системы возможна только в режиме, при котором угловая скорость вращения ротора значительно ниже резонансной. При этом угол сдвига фаз практически равен нулю, что снижет ошибку при измерении неуравновешенности.

Требование придания большой жесткости конструкции балансировочного устройства и его элементов ведет к тому, что собственные колебания системы отдельных частей лежат в области высоких частот. Поэтому следует ожидать более ощутимого влияния ударных помех, демпфирование которых в механической системе крайне затруднительно [6].

4.1.2. Балансировочные станки с фиксированной осью колебания оси ротора.

Группа 2 механических систем с фиксированной осью колебания оси вращения ротора характеризуется жесткой связью колеблющейся системы с основанием на правлении, перпендикулярном и параллельном фиксированной оси колебания системы.

Несомненное преимущество эти станки имеют при балансировке роторов различных масс и размеров в экспериментальном и мелкосерийном производстве, а также при ремонтных работах. Это определяется простотой и быстротой переналадки балансировочных машин 2-й группы, сводящейся к соответствующей установке ротора относительно оси качения рамы. Недостаткам балансировочных станков с фиксированной осью колебания оси ротора, препятствующим их широкому применению в массовом производстве,

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 26 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

является низкая производительность, связанная необходимостью балансировки на выбеге, обычно за несколько пусков для каждой плоскости коррекции.

Другим недостатком балансировочных машин этой группы является то, что для балансировки на выбеге ротор должен иметь достаточный момент инерции масс относительно оси вращения, а также малые и стабильные потери на трение в подшипниках. В противном случае при быстром подходе резонанса резонансная амплитуда не сможет достигнуть достаточной величины, а стабильность потерь на трение появится в разбросе величин этих амплитуд от спуска к спуску. Таким образом, роторы, развитые в длину и особенно балансируемые в своих эксплуатационных подшипниках, иногда трудно поддаются балансировке на таких устройствах.

Станки с фиксированной ось колебания, работающие в зарезонансном режиме, с применением электрических датчиков и усилителей. Сюда следует отнести, например, балансировочные станки для роторов гироскопов.

4.1.3. Балансировочные станки с фиксированной плоскостью колебания оси вращения ротора

Относятся к группе 3, с фиксированной плоскостью колебаний оси ротора.

Недостатки станков этой группы являются нарушения настройки исключения влияния плоскостей в зависимости от величины неуравновешенности и явление самокомпенсации. Первый из этих недостатков при необходимости может быть исключен в счетно-решающей части, так как имеет место закономерность изменения характеристик колеблющейся системы от величины требуемого для уравнивания противовеса. [6]

Явление самокомпенсации вызывается нарушением механической симметрии колеблющейся системы и проявляется в резонансном снижении

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 27 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

чувствительности машины по неуравновешенности в каком-либо из плоскостей коррекции. Размещение центра масс тяжести ротора посередине между подвижными опорами при зарезонансном режиме работы машин избавляет от этого недостатка. [6]

4.1.4. Балансировочные станки без жесткой связи оси ротора с неподвижным основанием.

Группа 4 - система без жесткой связи оси ротора с неподвижным основанием.

Ротор (1) опирается на подшипники, жестко связанные с колеблющейся частью (2), которая через упругие связи (3) соединена с неподвижным основанием. Кроме упругих связей при необходимости могут быть введены и другие связи, например вязкого трения.

При вращении неуравновешенного ротора можно считать, что его ось вращения перемещается как одно целое с колеблющейся частью (2). Поэтому о неуравновешенности ротора можно будет судить по колебаниям одной точки части (2).

Важным фактором повышения точности балансировки роторов, особенно на своих подшипниках качения, является возможность обеспечения строгой соосности его подшипников ввиду наличия общего жесткого связывающего звена (2), на котором монтируется балансируемый ротор.

К недостаткам станков этой группы следует отнести сложность передачи движения ротору при балансировке, так как может ожидать большая несоосность оси ротора с осью шпинделя привода ввиду податливости колеблющейся части во всех направлениях и осадки, применяющейся под слиянием веса ротора.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 28 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Однако при размещении привода на подвижной части, жестко связанной с осью ротора, и при надлежащем устранении дисбалансов привода получение высокой точности уравнивания ротора не ограничивается.

С таких станках можно получить изотропную жесткость системы по любым направлениям, перпендикулярным к оси вращения ротора.

Для балансировки ДНГ наибольшее распространение получили станки с 2-мя степенями свободы резонансного типа. Рассмотрим принцип работы и методику выделения параметров дисбаланса на таких станках [6].

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 29 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

5 ПРИНЦИП РАБОТЫ БАЛАНСИРОВОЧНОГО СТАНКА

Рассмотрим идеальный ротор массой m , установленный в упругих опорах балансировочного станка (жесткостью C_1 и C_2 соответственно), вращающийся с угловой скоростью ω . ГЦОИ данного ротора совпадает с осью его вращения (рис. 5.1). [7]

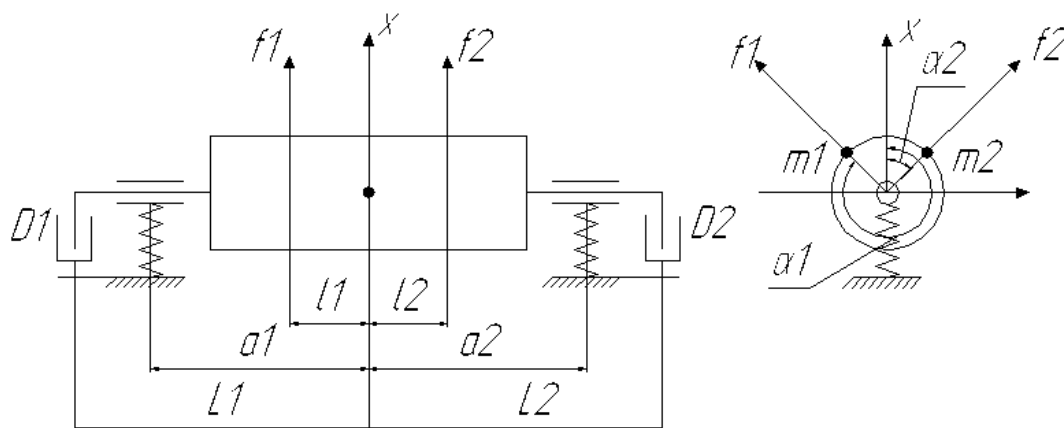


Рис. 5.1 – балансировочный станок с упругими опорами

В плоскостях коррекции I и II, расположенных на расстоянии l_1 и l_2 от центра масс ротора O, установим некие массы m_1 и m_2 ($m_1 + m_2 \ll m$). Их положение относительно некоторой «нулевой» метки на роторе задано углами α_1 и α_2 соответственно. Наличие данных масс приведёт к рассогласованию ГЦОИ и оси вращения ротора. При вращении ротора за счет дисбалансов $m_1 r_1$ и $m_2 r_2$ возникнут центробежные силы

$$\bar{f}_1 = m_1 \bar{r}_1 \omega^2 \quad \text{и} \quad \bar{f}_2 = m_2 \bar{r}_2 \omega^2. \quad (5.1)$$

Эти силы вызовут колебания ротора, улавливаемые датчиками D1 и D2, расположенными на расстоянии L_1 и L_2 от центра масс. Задачей динамической балансировки является определение величины, местоположения масс m_1 и m_2 в плоскостях коррекции и их удаление с ротора, что приведет к совмещению ГЦОИ с осью вращения.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 30 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Движение ротора под действием сил $\overline{f_1}$ и $\overline{f_2}$ будет описываться системой дифференциальных уравнений (2, 4) в координатах x (перемещение центра масс вдоль оси x) и φ (поворот вокруг центра масс):

$$m\ddot{x} + (C_1 + C_2)x + (C_1a_1 - C_2a_2)\varphi = f_1 \cos(\omega t + \alpha_1) + f_2 \cos(\omega t + \alpha_2) \quad (5.2)$$

$$m\rho^2\ddot{\varphi} + (C_1a_1^2 + C_2a_2^2)\varphi + (C_1a_1 - C_2a_2)x = f_1l_1 \cos(\omega t + \alpha_1) - f_2l_2 \cos(\omega t + \alpha_2)$$

где a_1, a_2 - расстояния от ЦМ до опор;

ρ - радиус инерции ротора;

f_1, f_2 - модуль векторов (1).

Решение данного уравнения довольно громоздко и неудобно в применении, поэтому ограничимся случаем, когда скорость вращения ω значительно выше собственной частоты системы, что имеет место в балансировочных станках резонансного типа. В этом случае членами при x и φ можно пренебречь, и система уравнений запишется:

$$m\ddot{x} = f_1 \cos(\omega t + \alpha_1) + f_2 \cos(\omega t + \alpha_2) \quad (5.3)$$

$$m\rho^2\ddot{\varphi} = f_1l_1 \cos(\omega t + \alpha_1) - f_2l_2 \cos(\omega t + \alpha_2)$$

В балансировочных станках обычно применяются магнитоэлектрические датчики (велосиметры), сигнал которых пропорционален скорости колебания опор станка. Поэтому уравнения (5.3) проинтегрируем относительно скоростей \dot{x} и $\dot{\varphi}$. Решение для установившегося движения будет иметь вид (постоянные интегрирования опускаем):

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 31 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

$$\dot{x}(t) = \frac{1}{m\omega} [f_1 \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2 \sin(\omega t + \alpha_2)] \quad (5.4)$$

$$\dot{\phi}(t) = \frac{1}{m\rho^2\omega} [f_1 l_1 \sin(\omega t + \alpha_1) - f_2 l_2 \sin(\omega t + \alpha_2)]$$

Скорость колебаний датчиков D1 и D2 будет определяться поступательной $\dot{x}(t)$ и вращательной $\dot{\phi}(t)$ скоростями ротора:

$$v_1 = \dot{x}(t) + L_1 \dot{\phi}(t) \quad (5.5)$$

$$v_2 = \dot{x}(t) - L_2 \dot{\phi}(t)$$

Подстановка (5.4) в (5.5) и группировка членов при соответствующих гармониках дает:

$$v_1 = \frac{1}{m\rho^2\omega} [f_1(\rho^2 + l_1 L_1) \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2(\rho^2 - l_2 L_1) \sin(\omega t + \alpha_2)] \quad (5.6)$$

$$v_2 = \frac{1}{m\rho^2\omega} [f_1(\rho^2 - l_1 L_2) \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2(\rho^2 + l_2 L_2) \sin(\omega t + \alpha_2)]$$

Как видно из формул (5.6), в сигналах обоих датчиков замешаны составляющие, обусловленные как дисбалансом $m_1 r_1$ (плоскость коррекции I), так и дисбалансом $m_2 r_2$ (плоскость коррекции II). Напомним, что

$$f_1 = m_1 r_1 \omega^2, \quad f_2 = m_2 r_2 \omega^2.$$

В результате сигналы в виде переменного напряжения, снимаемые с вибродатчиков D1 и D2, будут описываться некими гармоническими функциями, имеющими амплитуду U_1 и U_2 и фазу γ_1 и γ_2 соответственно. Скорость колебаний датчиков v_1 и v_2 через выходное напряжение датчиков в этом случае опишется как

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 32 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

$$v_1 = \frac{U_1}{K_{g1}} \sin(\omega t + \gamma_1) \quad (5.7)$$

$$v_2 = \frac{U_2}{K_{g2}} \sin(\omega t + \gamma_2)$$

где K_{g1} , K_{g2} - коэффициенты крутизны датчиков D1 и D2, имеющие размерность [мВ/(м/с)];

U_1 , U_2 - амплитуда выходных сигналов датчиков D1 и D2, мВ;

γ_1 , γ_2 - фазы выходных напряжений относительно «нулевой» метки на роторе.

Целью балансировки ротора является нахождение величин корректирующих масс m_1 и m_2 , их местоположения в корректирующих плоскостях α_1 и α_2 , используя информацию об амплитуде U_1 и U_2 и фазе γ_1 и γ_2 сигналов с вибродатчиков D1 и D2, а также удаление этих масс с поверхности ротора.

Однако, напрямую аналитически решить данную задачу не представляется возможным, т.к. приравнивая правые части выражений (5.6) и (5.7), мы получим два уравнения с четырьмя неизвестными f_1 , f_2 , α_1 и α_2 .

Решить эту задачу можно, исключив из сигнала датчика D1 сигнал, обусловленный дисбалансом $m_2 r_2$, а из сигнала датчика D2 – сигнал, обусловленный дисбалансом $m_1 r_1$.

Данная задача называется задачей исключения взаимовлияния плоскостей коррекции. Решается она следующим образом.

Представим себе идеально сбалансированный ротор. Вращение такого ротора на балансировочном станке не вызывает сигналов в датчиках D1 и D2.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 33 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Поместим в плоскость I ротора произвольную массу m_1 на угле α_1 от метки. Вращение такого ротора приведет к колебаниям в датчиках, найти которые можно, записав выражения (5.6) при $f_2 = 0$:

$$v'_1 = \frac{1}{m\rho^2\omega} f_1(\rho^2 + l_1 L_1) \sin(\omega t + \alpha_1) \quad (5.8)$$

$$v'_2 = \frac{1}{m\rho^2\omega} f_1(\rho^2 - l_1 L_2) \sin(\omega t + \alpha_1)$$

Найдем отношение:

$$K_{12} = \frac{v'_2}{v'_1} = \frac{\rho^2 - l_1 L_2}{\rho^2 + l_1 L_1} \quad (5.9)$$

Уберем груз m_1 из плоскости I и установим груз m_2 в плоскость II. В этом случае скорость колебаний датчиков будет

$$v''_1 = \frac{1}{m\rho^2\omega} f_2(\rho^2 - l_2 L_1) \sin(\omega t + \alpha_2) \quad (5.10)$$

$$v''_2 = \frac{1}{m\rho^2\omega} f_2(\rho^2 + l_2 L_2) \sin(\omega t + \alpha_2)$$

Аналогичное отношение запишется:

$$K_{21} = \frac{v''_1}{v''_2} = \frac{\rho^2 - l_2 L_1}{\rho^2 + l_2 L_2} \quad (5.11)$$

На практике взаимовлияние плоскостей коррекции уменьшают схемными и алгоритмическими средствами, однако полностью исключить взаимовлияние не представляется возможным вследствие отличия реальных станков от описываемой идеальной модели. Поэтому актуальной является задача

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 34 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

конструктивного исключения данного взаимовлияния для повышения точности балансировки.

Из формул (5.9) и (5.11) следует, что коэффициенты перекрёстных связей $\rho^2 - l_1 L_2$ и обращаются в ноль при $\rho = \sqrt{l_1 L_2}$ и $\rho = \sqrt{l_2 L_1}$.

Поэтому задачей квалификационной работы является создание балансировочного станка для прибора КЕАФ05-029Б, не имеющего перекрёстных связей между плоскостями коррекции, т.е. конструкция которого отвечает условиям $\rho = \sqrt{l_1 L_2}$ и $\rho = \sqrt{l_2 L_1}$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 35 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

6 МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ТЕЛА

Мерой инертности вращающегося тела является момент инерции (J) относительно оси, вокруг которой происходит вращение.

Это скалярная физическая величина, которая равна произведению масс материальных точек (Δm_i) на которые следует провести разбиение рассматриваемого тела, на квадраты расстояний (r_i^2) от них до оси вращения:

$$J = \sum_{i=1}^k \Delta m_i r_i^2 \quad (6.1)$$

В том случае, если тело можно считать непрерывным, то суммирование в формуле (6.1) заменяют на интегрирование, массы элементов тела обозначают как dm , тогда J тела, вращающегося около оси:

$$J = \int r^2 dm = \int r^2 \rho dV \quad (6.2)$$

где r – функция положения материальной точки в пространстве; ρ – плотность тела; V – объем элемента тела.

Для однородного тела выражение (6.2) можно представить как:

$$J = \rho \int r^2 dV \quad (6.3)$$

Момент инерции в международной системе единиц измеряется в ($кг \cdot м^2$):

$$|J| = кг \cdot м^2 \quad (6.4)$$

Величина J входит в основные законы, при помощи которых описывают вращение твердого тела.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 36 |

В общем случае величина момента инерции зависит от направления оси вращения, а так как в процессе движения вектор $\vec{\omega}$ обычно изменяет свое направление относительно тела, то момент инерции следует рассматривать как функцию времени. Исключением является момент инерции тела, вращающегося вокруг неподвижной оси. В таком случае момент инерции остается постоянным.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|---------------------------|-------------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 37 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | | |

7 РАДИУС ИНЕРЦИИ ТЕЛА

Радиусом инерции (ρ_x) твердого тела по отношению к заданной оси X называют расстояние от оси, при этом выполняется равенство:

$$J_x = m\rho_x^2 \quad (7.1)$$

где J_x – осевой момент инерции тела; m – масса тела.

Выражение (7.1) означает, что ρ_x равен расстоянию от оси до места в пространстве, в котором следует сосредоточить всю массу тела для того, чтобы момент инерции данной материальной точки был равен моменту инерции тела по отношению к той же оси. [8]

Так, например, момент инерции однородного шара массы m радиуса R относительно оси X, проходящей через его центр, равен:

$$J_x = \frac{2}{5}mR^2 \quad (7.2)$$

Момент инерции материальной точки, имеющей массу m , находящейся на расстоянии ρ_x от этой же оси равен:

$$J_x = m\rho_x^2 \quad (7.3)$$

Приравнивая правые части выражений (7.2) и (7.3), выразим радиус инерции и для шара получим:

$$\frac{2}{5}mR^2 = m\rho_x^2 \rightarrow \rho_x \approx 0.632R \quad (7.4)$$

Используя радиус инерции, можно используя формулу (7.1) найти момент инерции тела и наоборот.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 38 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Радиусом инерции сечения (плоской фигуры) (i_x) относительно оси X, называют величину равную:

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{S}}$$

Из выражения, определяющего радиус инерции сечения (7.4), следует, что он равен расстоянию от оси X до точки, в которой необходимо сосредоточить всю площадь рассматриваемого сечения (S), при этом момент инерции этой точки будет равен моменту инерции всего сечения.

Радиусы инерции, которые соответствуют главным осям, называют главными радиусами инерции. Их определяют при помощи выражений:

$$i_{max} = \sqrt{\frac{J_{max}}{S}}; \quad i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}}$$

Радиусы инерции измеряются в метрах в международной системе единиц (СИ).

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 39 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

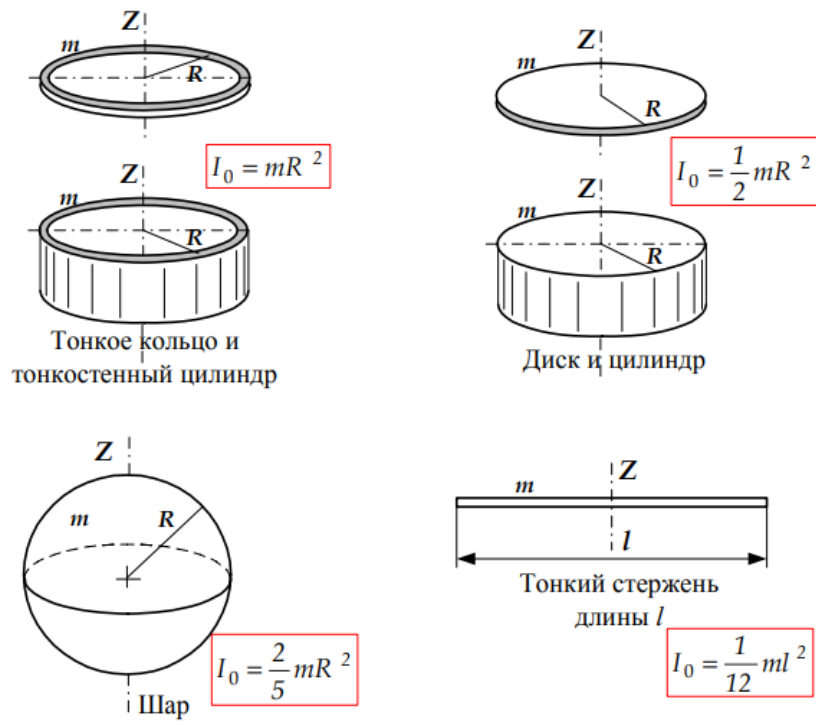


Рисунок 7.1 Моменты инерции

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 40 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

8 АНАЛОГО-ЦИФРОВЫЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Аналого-цифровые преобразователи (АЦП) представляют собой устройства, предназначенные для преобразования электрических величин (напряжения, тока, мощности, сопротивления, емкости и др.) в цифровой код. Наиболее часто входной величиной является напряжение [9]. Все другие величины перед подачей на такой АЦП нужно предварительно преобразовывать в напряжение. Однако на практике находят применение также преобразователи, например, сопротивления или емкости в цифровой код без промежуточного преобразования в напряжение. Обычно это позволяет уменьшить погрешность преобразования, но усложняет проектирование преобразователя и его изготовление. Последнее объясняется тем, что серийные промышленные микросхемы АЦП предназначены только для работы с напряжением.

Под аналого-цифровым преобразованием понимается измерительный процесс, включающий в себя в общем случае дискретизацию, квантование и кодирование непрерывной входной величины, которая может иметь бесконечно большое число значений и может быть непрерывной только по значению (например, по амплитуде) или только по времени.

Процесс аналого-цифрового преобразования предполагает последовательное выполнение следующих операций:

- дискретизация - преобразование непрерывной во времени величины в дискретизированную путём сохранения её мгновенных значений только в детерминированные моменты времени (моменты дискретизации);
- квантование (округление до некоторых известных величин) полученное в дискретные моменты времени последовательности значений исходной аналоговой величины по уровню;

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 41 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

- кодирование – получение по определённой системе правил числового значения квантованной величины в виде комбинации цифр.

8.1. Основные характеристики АЦП

АЦП имеет множество характеристик, из которых основными можно назвать частоту преобразования и разрядность. Частота преобразования обычно выражается в отсчетах в секунду, разрядность – в битах. Современные АЦП могут иметь разрядность до 24 бит и скорость преобразования до единиц GSPS (конечно, не одновременно). Чем выше скорость и разрядность, тем труднее получить требуемые характеристики, тем дороже и сложнее преобразователь. Скорость преобразования и разрядность связаны друг с другом определенным образом, и мы можем повысить эффективную разрядность преобразования, пожертвовав скоростью [10].

8.2. Типы АЦП

Существует множество типов АЦП, однако в рамках данной статьи мы ограничимся рассмотрением только следующих типов:

- АЦП параллельного преобразования (прямого преобразования, flash ADC)
- АЦП последовательного приближения (SAR ADC)
- дельта-сигма АЦП (АЦП с балансировкой заряда)

Существуют также и другие типы АЦП, в том числе конвейерные и комбинированные типы, состоящие из нескольких АЦП с (в общем случае) различной архитектурой. Однако приведенные выше архитектуры АЦП являются наиболее показательными в силу того, что каждая архитектура занимает определенную нишу в общем диапазоне скорость-разрядность.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|---------------------------|-------------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 42 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | | |

9 ТЕОРЕМА КОТЕЛЬНИКОВА

Теорема Котельникова — фундаментальное утверждение в области цифровой обработки сигналов, связывающее непрерывные и дискретные сигналы и гласящее, что «любую функцию $F(t)$, состоящую из частот от 0 до f_1 , можно непрерывно передавать с любой точностью при помощи чисел, следующих друг за другом через $1/(2f_1)$ секунд». [11]

При доказательстве теоремы взяты ограничения на спектр частот $0 < \omega < \omega_1$, где $\omega = 2\pi f$.

Такая трактовка рассматривает идеальный случай, когда сигнал начался бесконечно давно и никогда не закончится, а также не имеет во временной характеристике точек разрыва. Если сигнал имеет разрывы любого рода в функции зависимости его от времени, то его спектральная мощность нигде не обращается в ноль. Именно это подразумевает понятие «спектр, ограниченный сверху конечной частотой f_c ».

Разумеется, реальные сигналы (например, звук на цифровом носителе) не обладают такими свойствами, так как они конечны по времени и обычно имеют разрывы во временной характеристике. Соответственно, ширина их спектра бесконечна. В таком случае полное восстановление сигнала невозможно, и из теоремы Котельникова вытекают следствия:

- любой аналоговый сигнал может быть восстановлен с какой угодно точностью по своим дискретным отсчётам, взятым с частотой $f > 2f_c$, где f_c — максимальная частота, которая ограничена спектром реального сигнала;
- если максимальная частота в сигнале равна или превышает половину частоты дискретизации (наложение спектра), то способа восстановить сигнал из дискретного в аналоговый без искажений не существует.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 43 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Говоря шире, теорема Котельникова утверждает, что непрерывный сигнал $x(t)$ можно представить в виде интерполяционного ряда:

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} x(k\Delta) \operatorname{sinc} \left[\frac{\pi}{\Delta} (t - k\Delta) \right]$$

где $\operatorname{sinc}(x) = \sin(x)/x$ — функция sinc. Интервал дискретизации удовлетворяет ограничениям $0 < \Delta \leq \frac{1}{2f_c}$. Мгновенные значения данного ряда есть дискретные отсчёты сигнала $x(k\Delta)$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 44 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

10 КОНСТРУКЦИЯ БАЛАНСИРОВОЧНОГО СТАНКА

Балансировочное устройство является колебательной системой станка, в которой устанавливается и вращается неуравновешенный ротор. По колебаниям этой системы при балансировке судят о дисбалансах ротора. В современных станках применяют два типа таких устройств: зарезонансное и дорезонансное.

Зарезонансное балансировочное устройство состоит из двух подвижных опор или платформы и упругих элементов, подвешивающих опоры на станине станка. Жесткость упругих элементов различна в разных направлениях. В станках с горизонтальной осью вращения упругие элементы сравнительно жестки в вертикальном направлении, тогда как в горизонтальном направлении жесткость очень мала и подвеска не препятствует колебаниям.

При проектировании и изготовлении зарезонансных станков подбирают массу опор, длину, жесткость подвески и другие параметры балансировочного устройства так, чтобы его собственная частота в горизонтальном направлении во много раз была ниже частоты вращения ротора при балансировке.

При вращении неуравновешенного ротора в зарезонансном балансировочном устройстве подвижные опоры будут колебаться в горизонтальной плоскости. Амплитуды этих колебаний пропорциональны дисбалансам в плоскостях коррекции ротора.

Дорезонансное балансировочное устройство состоит из двух неподвижных опор, жестко закрепленных на станине станка. Собственные частоты колебаний опор во всех направлениях значительно превышают частоты вращения балансируемых роторов. Нижняя часть опоры представляет собой динамометр или силовой мостик. Динамические нагрузки, возникающие в опорах при

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 45 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

вращении неуравновешенного ротора, создают малые перемещения на динамометре, которые усиливаются рычажной системой.

В дорезонансном балансировочном устройстве по схеме силового мостика в одном из плеч силового мостика устанавливают датчик, измеряющий непосредственно динамическую нагрузку от неуравновешенного ротора, описываемую уравнениями.

Балансировочные устройства разгонно-балансировочных стандов и станков для высокочастотной балансировки гибких роторов имеют одинаковую жесткость во всех направлениях — являются изотропными и имеют три или четыре опоры.

Измерительное устройство определяет значения и углы дисбалансов ротора в заданных плоскостях. Его структурная схема состоит из датчиков, цепи разделения плоскостей коррекции или измерения, частотно-избирательных средств, индикаторов значения и угла дисбалансов.

Датчики преобразуют параметры колебаний балансировочного устройства в электрические сигналы. В балансировочных станках применяют контактные (индукционные, пьезоэлектрические) и бесконтактные (токовихревые) датчики.

Индукционный датчик представляет собой катушку индуктивности, которая может свободно перемещаться в магнитном поле, образованном постоянным магнитом. Катушка жестко соединяется с балансировочным устройством. При колебаниях этого устройства катушка будет также колебаться и в ней возникнет ЭДС индукции, величина которой определяется скоростью изменения магнитного потока, т.е. пропорциональна скорости колебаний балансировочного устройства. При постоянной частоте вращения ротора ЭДС пропорциональна амплитуде перемещения опор станка.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 46 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

Пьезоэлектрический датчик основан на пьезоэлектрическом эффекте. При механической деформации в определенном направлении, например, кристаллов сегнетовой соли, поляризованной керамики и титаната бария в них возникает электрическое поле, изменяющее знаки зарядов при изменении направления деформации. Величина заряда, возникающего при пьезоэлектрическом эффекте, пропорциональна действующей силе.

Индукционные и пьезоэлектрические датчики связаны с колебательной системой станка, т.е. являются контактными датчиками.

Токовихревые датчики — бесконтактные, поэтому служат для измерения прогибов вращающихся валов. Принцип действия токовихревого датчика основан на индукционных токах (токи Фуко), возникающих в массивном проводнике, которым является ротор, помещенном в изменяющееся магнитное поле. Изменяющееся магнитное поле создается генератором высокой частоты и колебательным контуром, состоящим из индуктивности и емкости. Изменения зазора между поверхностью датчика и вала при его вращении, вызывают изменение выходного напряжения.

Для отметки угла дисбаланса, частоты вращения ротора при балансировке применяют генераторы опорного сигнала, стробоскопы с газосветными лампами, фотоэлектрические и некоторые другие датчики.

Фотоэлектрический датчик срабатывает от контрастной метки, нанесенной на роторе, и выдает короткие импульсы с частотой вращения ротора.

Электрическую цепь между виброизмерительными преобразователями и частотно-избирательными средствами называют цепью разделения плоскостей коррекции (ЦРПК).

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 47 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

10.1 Балансировочный станок для прибора КЕАФ05-029Б

Изобретение относится к области точного приборостроения и предназначено для улучшения проверки характеристик динамически настраиваемых гироскопов (ДНГ). Цель изобретения – устранение вибраций, при проверке прибора ДНГ, создание 6 степеней свободы, которые повышают точность прибора. В качестве упругой подвески применяем пористый упругий материал. (поролон, губчатая резина и т.п.).

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 48 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

12 ЧЕРТЕЖ РАМКИ С МЕСТАМИ ПОД ВИБРОДАТЧИКИ

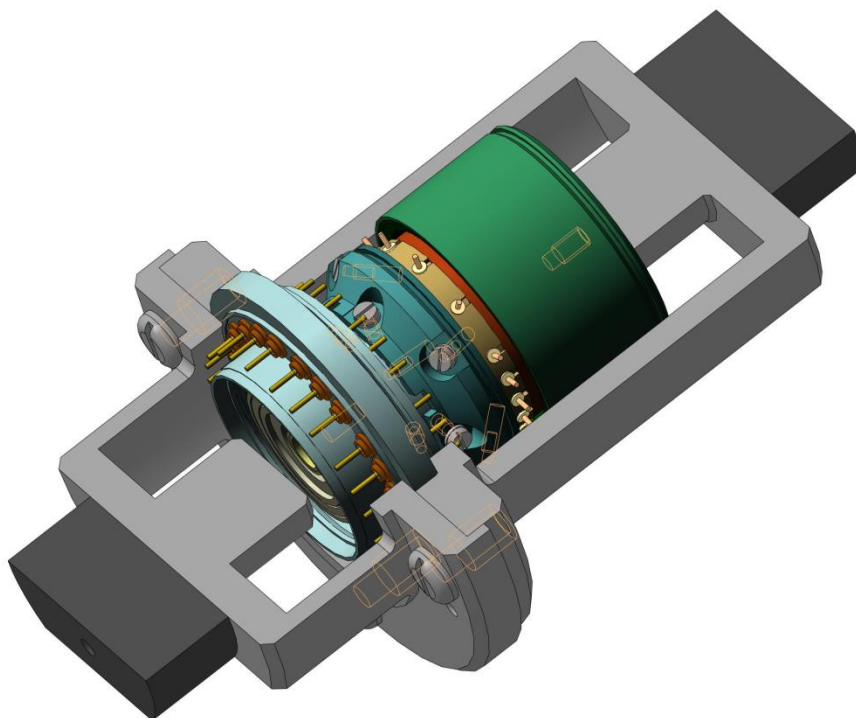


Рис.6.1.1 - Модель рамки под вибродатчики

Для проверки прибора была создана 3D-модель рамки с площадками под вибродатчики и были подобраны стальные детали по бокам детали. Благодаря добавленным стальным деталям было получено нужное значение центра масс, далее были произведены расчёты радиуса инерции.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 49 |

13 РАСЧЁТ РАДИУСА ИНЕРЦИИ

Информация X

Дата 28.02.2020
 Документ Сборка D:\НПО\Диплом_Настя\компас1\Новая папка\Корп;

МЦХ модели

Корпус КЕАФ.301119.

| | |
|------------|----------------------------------|
| Масса | M = 164.557777 г |
| Площадь | S = 60688.847110 мм ² |
| Объем | V = 31109.373980 мм ³ |
| Центр масс | X _c = 24.386519 мм |
| | Y _c = -0.001467 мм |
| | Z _c = 1.893727 мм |

Моменты инерции

В абсолютной системе координат:

| | |
|------------------------------|--|
| Осевые моменты инерции | J _x = 23623.659090 г*мм ² |
| | J _y = 170090.155590 г*мм ² |
| | J _z = 173739.635598 г*мм ² |
| Центробежные моменты инерции | J _{xy} = -6.988123 г*мм ² |
| | J _{xz} = 5506.265134 г*мм ² |
| | J _{yz} = 2.028183 г*мм ² |

В центральной системе координат:

| | |
|------------------------------|--|
| Осевые моменты инерции | J _x = 23033.521427 г*мм ² |
| | J _y = 71637.130643 г*мм ² |
| | J _z = 75876.747606 г*мм ² |
| Центробежные моменты инерции | J _{xy} = -1.101060 г*мм ² |
| | J _{xz} = -2093.244139 г*мм ² |
| | J _{yz} = 2.485341 г*мм ² |

В главной центральной системе координат:

| | |
|--|---|
| | J ₁ = 75959.537590 г*мм ² |
| | J ₂ = 71637.129296 г*мм ² |
| | J ₃ = 22950.732790 г*мм ² |

Рисунок 13.1 – МЦХ модели

Из массо-центровочной характеристики (МЦХ) видно, что центр масс $X_C = 24,387$ мм , момент инерции $J_y = 71637,13$ г·мм² и масса $m = 164,558$ г.

Определим радиус инерции из формулы $J_x = m\rho_x^2$, отсюда

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 50 |

$$\rho = \sqrt{\frac{J_y}{m}} = \sqrt{\frac{71637,13}{164,558}} = 20,86 \text{ мм.}$$

По чертежу находим l_1 и l_2 — это есть расстояние от центра масс до плоскостей коррекции (рис. 13.2).

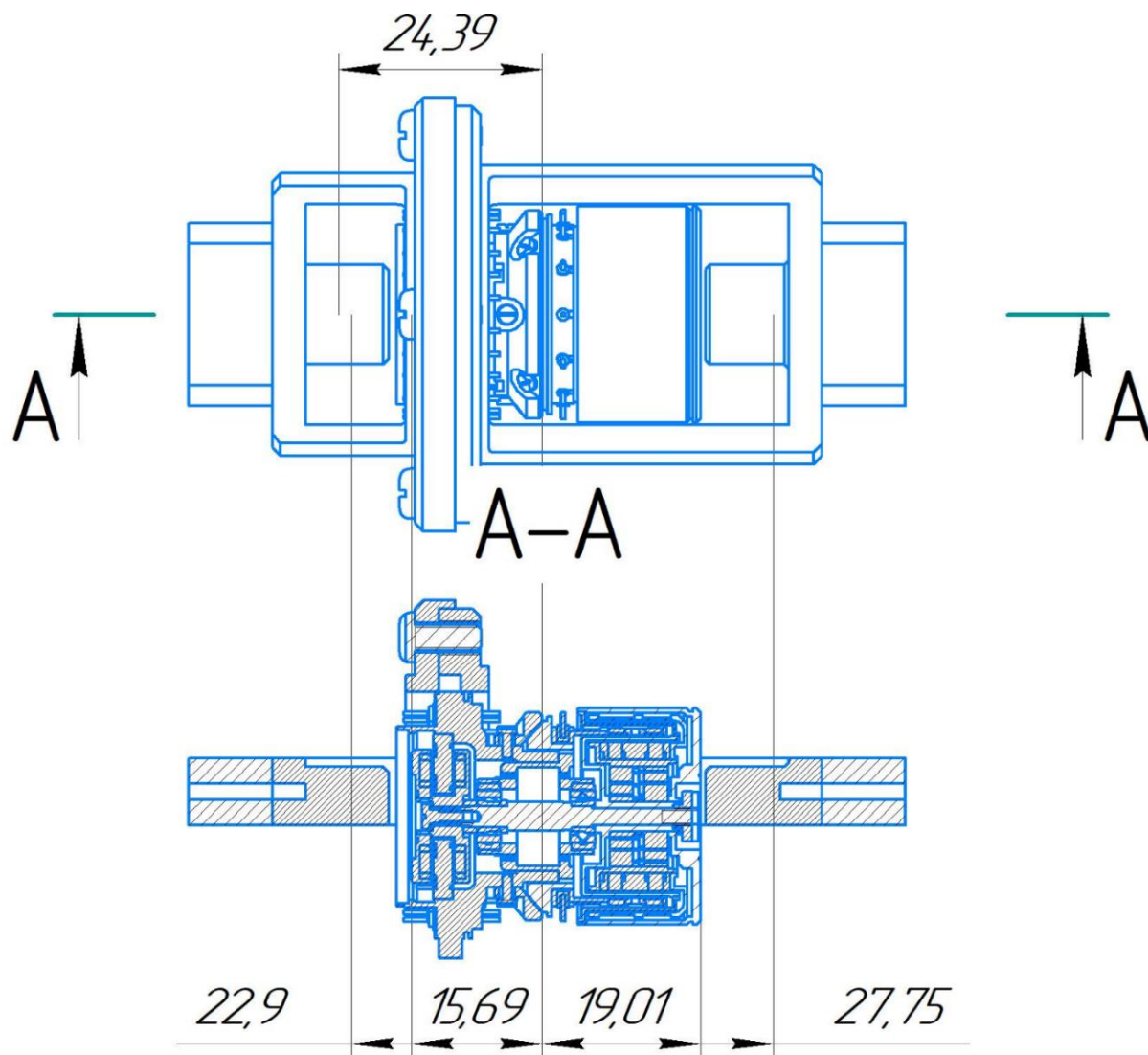


Рис. 13.2 - чертеж сечения рамки

На практике взаимовлияние плоскостей коррекции уменьшают схемными и алгоритмическими средствами, однако полностью исключить взаимовлияние не представляется возможным вследствие отличия реальных станков от описываемой идеальной модели. Поэтому актуальной является задача

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 51 |

конструктивного исключения данного взаимовлияния для повышения точности балансировки.

Из формул (5.9) и (5.11) следует, что коэффициенты перекрёстных связей $\rho^2 - l_1 L_2$ и $\rho^2 - l_2 L_1$ обращаются в ноль при $\rho = \sqrt{l_1 L_2}$ и $\rho = \sqrt{l_2 L_1}$.

Поэтому задачей квалификационной работы является создание балансировочного станка для прибора КЕАФ05-029Б, не имеющего перекрёстных связей между плоскостями коррекции, т.е. конструкция которого отвечает условиям $\rho = \sqrt{l_1 L_2}$ и $\rho = \sqrt{l_2 L_1}$.

Найдем из формул $\rho = \sqrt{l_1 L_2}$ и $\rho = \sqrt{l_2 L_1}$ расстояние от центра масс до вибродатчиков L_1 и L_2 .

$$\text{Получим } L_1 = \frac{\rho^2}{l_2} = \frac{20,86^2}{19,01} = 22,09 \text{ мм}, L_2 = \frac{\rho^2}{l_1} = \frac{20,86^2}{15,69} = 27,75 \text{ мм}.$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 52 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

14 РАСЧЕТ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ СТАНКА

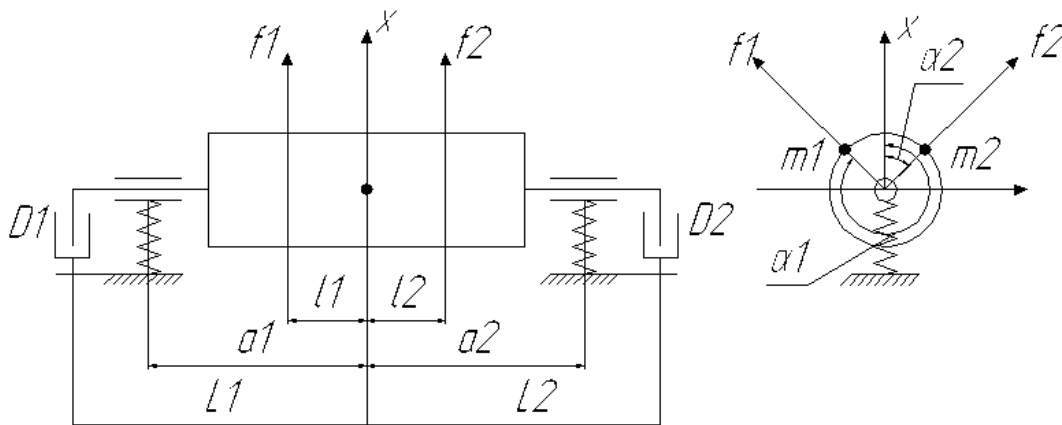


Рис.14.1 – ротор, установленный в упругих опорах балансировочного станка

Из раздела «Принцип работ балансировочного станка» на известна формула (5.6)

$$v_1 = \frac{1}{m \rho^2 \omega} \left[f_1 (\rho^2 + l_1 L_1) \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2 (\rho^2 - l_2 L_1) \sin(\omega t + \alpha_2) \right]$$

$$v_2 = \frac{1}{m \rho^2 \omega} \left[f_1 (\rho^2 - l_1 L_2) \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2 (\rho^2 + l_2 L_2) \sin(\omega t + \alpha_2) \right]$$

Как видно из формулы, в сигналах обоих датчиков замешаны составляющие, обусловленные как дисбалансом $m_1 r_1$ (плоскость коррекции I), таки дисбалансом $m_2 r_2$ (плоскость коррекции II). Напомним, что

$$f_1 = m_1 r_1 \omega^2, \quad f_2 = m_2 r_2 \omega^2 .$$

Отсюда найдём скорость колебаний датчика D1

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{1}{m \rho^2 \omega} [f_1 (\rho^2 + l_1 L_1) \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2 (\rho^2 - l_2 L_1) \sin(\omega t + \alpha_2)] = \\ &= \frac{f_1 (\rho^2 + l_1 L_1)}{m \rho^2 \omega} \sin(\omega t + \alpha_1) = \\ &= \frac{0,01 \times 10^{-6} (140 \times 2\pi)^2 (0,02^2 + 0,016 \times 0,022)}{0,165 \times 0,02^2 \times 140 \times 2\pi} \sin(\omega t + \alpha_1) = \end{aligned}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 53 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

$$= \frac{0,01 \times 10^{-6} \times 879 \times 0,000752}{0,165 \times 0,0004} \sin(\omega t + \alpha_1) = 100 \times 10^{-6} \sin(\omega t + \alpha_1) =$$

$$= 1 \times 10^{-4} \sin(\omega t + \alpha_1) \text{ [М/с]}$$

Аналогично и для датчика D2

$$v_2 = \frac{1}{m\rho^2\omega} [f_1(\rho^2 - l_1L_2) \sin(\omega t + \alpha_1) + f_2(\rho^2 + l_2L_2) \sin(\omega t + \alpha_2)] =$$

$$= \frac{f_2(\rho^2 + l_2L_2)}{m\rho^2\omega} \sin(\omega t + \alpha_2) =$$

$$= \frac{0,01 \times 10^{-6} (140 \times 2\pi)^2 (0,02^2 + 0,019 \times 0,028)}{0,165 \times 0,02^2 \times 140 \times 2\pi} \sin(\omega t + \alpha_2) =$$

$$= \frac{0,01 \times 10^{-6} \times 879 \times 0,000532}{0,165 \times 0,0004} \sin(\omega t + \alpha_2) = 100 \times 10^{-6} \sin(\omega t + \alpha_2) =$$

$$= 1 \times 10^{-4} \sin(\omega t + \alpha_2) \text{ [М/с]}$$

Ускорение колебаний датчиков D1 и D2 будет

$$\dot{v}_1 = \dot{v}_2 = \dot{v} = [1 \times 10^{-4} \sin(\omega t + \alpha)]' = 1 \times 10^{-4} \omega \cos(\omega t + \alpha) =$$

$$= 1 \times 10^{-4} \times 140 \times 2\pi = 0,09 \approx 0,1 \left[\frac{\text{М}}{\text{с}^2} \right]$$

В результате сигналы в виде переменного напряжения, снимаемые с вибродатчиков D1 и D2, будут описываться некими гармоническими функциями, имеющими амплитуду U_1 и U_2 и фазу γ_1 и γ_2 соответственно.

Отсюда следует амплитуда выходных сигналов датчиков D1 и D2

$$U_1 = U_2 = \dot{v} \cdot K_{g1} = 1 \text{ мВ}$$

Чувствительность

$$h = 100 \left[\frac{\text{мВ}}{g} \right] = 10 \left[\frac{\text{мВ}}{\text{М/с}^2} \right]$$

Сигнал

$$U_{min} = h \times \dot{v} = 1 \text{ мВ}$$

Была получена амплитуда сигнала 1 мВ, которую нужно надежно измерить. Для этого

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 54 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

цена младшего разряда АЦП должна быть не более 1/10 измеряемой величины.

Измерительный диапазон АЦП - 10В, разрядность 24 разряда.

Отсюда цена младшего разряда будет

$$\frac{10}{2^{24}} = 0,00000059604644775390625 \text{ В} = 0,00059604644775390625 \text{ мВ},$$

что удовлетворяет требованию и данный АЦП можно применить для решения данной задачи.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 55 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

13 БЛОК-СХЕМА УСТАНОВКИ

Для понимания принципа действия разрабатываемой установки спроектирована блок-схема (рис 13.1)

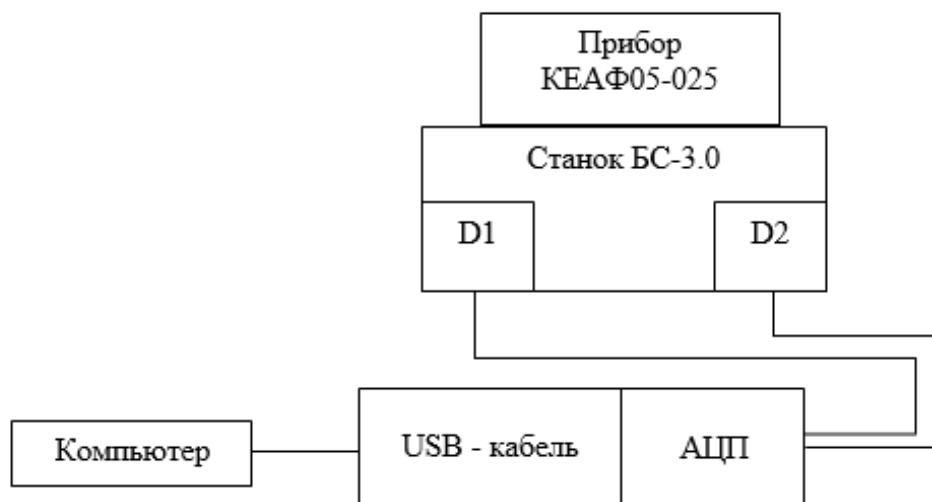


Рис 13.1 - Блок-схема установки для балансировки динамического гироскопа

Прибор КЕАФ05-025 представляет собой мини-ДНГ, станком БС-3.0 является стальная рамка, в которой находится прибор. На станке закреплены два датчика, информация которых идёт на АЦП. Преобразованная информация с АЦП через USB-кабель поступает на компьютер, где мы можем проанализировать полученные данные с устройства.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 56 |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проектирования разработана измерительная система балансировочного станка для динамической балансировки ДНГ, позволяющая производить измерение остаточного дисбаланса с точностью $0,01 \text{ г}\cdot\text{мм}$, что соответствует требованию технического задания. С этой целью выбраны датчики первичной информации – высокочувствительные акселерометры, выбран аналого-цифровой преобразователь соответствующей разрядности, способный различить полезный сигнал на фоне помех. Выполнен подбор и расчёт масс-инерционных характеристик балансировочной рамки, позволяющий обнулить перекрёстные связи плоскостей коррекции, что повышает точность балансировки. Расчёты измерительной системы произведены исходя из требований математической модели ДНГ, имеющей составляющие, зависящие от вибрации. Для этого рассмотрена и проанализирована матмодель ДНГ, его конструкция и принцип работы. Проведённые расчёты позволяют выполнить модернизацию существующего балансировочного оборудования для достижения более высоких технических характеристик перспективных динамически настраиваемых гироскопов.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 57 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

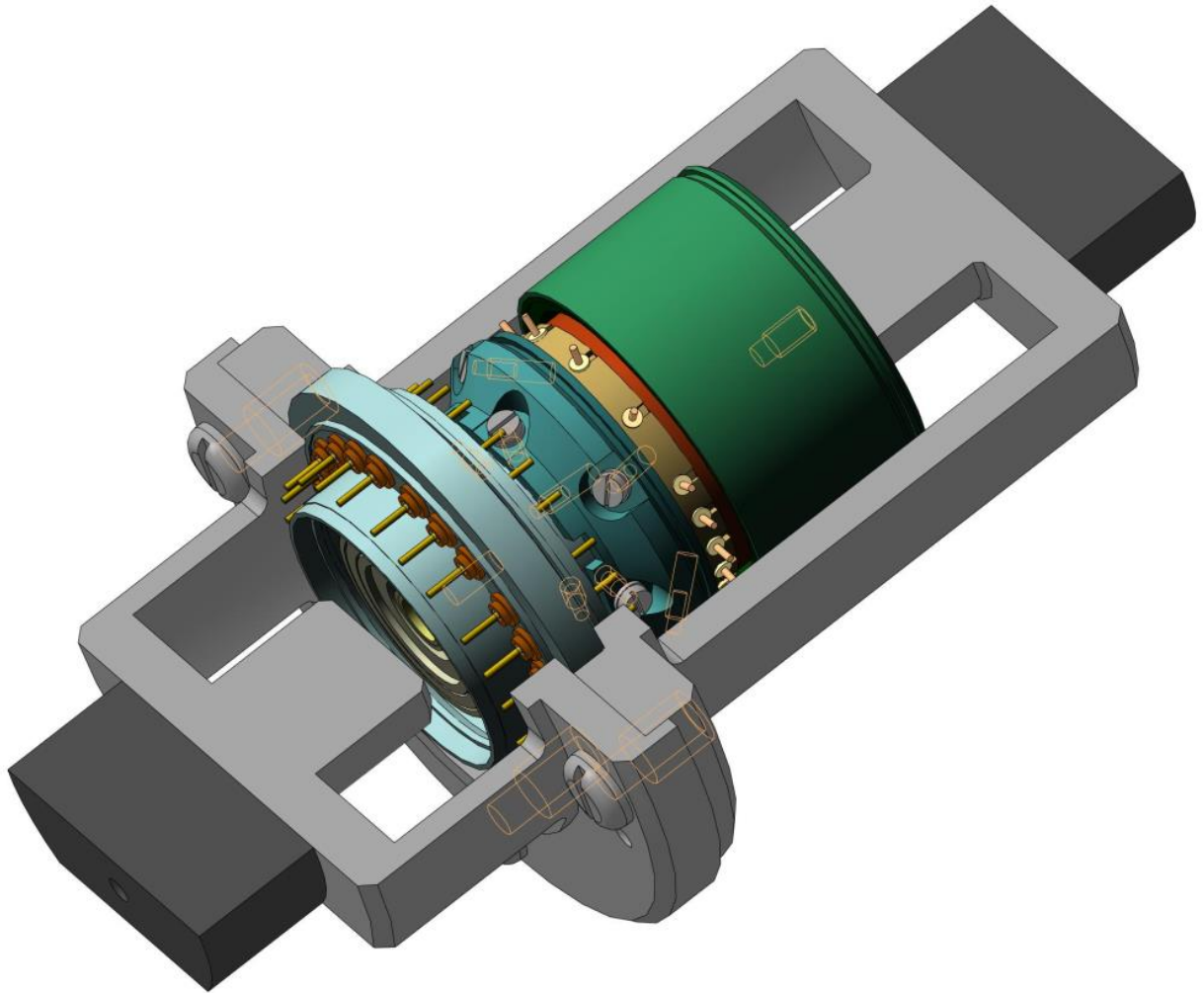
1. Уравновешивание вращающихся масс гироскопов [Текст] / А.К. Скворчевский, Е.В. Промыслов. - Ленинград: Судостроение, 1977. - 248 с.: ил.; 21 см.
2. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / [М. В. Баркан, Т. Т. Гапеев, А. А. Геркус и др.]; под общ. ред. В. А. Щепетильникова. - М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.; 22 см
3. Гироскопические системы Гироскопические приборы и системы. Пельпор Д.С. и др. Год: 1988. Язык: russian. Страниц: 213. ... Гироскопические при- Г51 боры и системы: Учеб. для вузов по спец. «Гироскоп, приборы и устройства»/Д. С. Пельпор, И. А. Михалев, В. А. Бауман и др.; под ред. Д. С. Пельпора. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Высш. шк., 1988.— 424 с.
4. Основы балансировочной техники. Т. 1. Уравновешивание жёстких роторов и механизмов / под ред. В. А. Щепетильникова. М.: Машиностроение, 1975. 527 с.
5. Губко В. П. Математическая модель погрешностей ДНГ.
6. Гироскопические системы Гироскопические приборы и системы. Пельпор Д.С. и др. Год: 1988. Язык: russian. Страниц: 213. ... Гироскопические при- Г51 боры и системы: Учеб. для вузов по спец. «Гироскоп, приборы и устройства»/Д. С. Пельпор, И. А. Михалев, В. А. Бауман и др.; под ред. Д. С. Пельпора. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Высш. шк., 1988.— 424 с.
7. Губко В. П. Отработка методики динамической балансировки. Инженерная записка КЕАФ05-025.
8. Момент инерции [Электронный ресурс]// - Режим доступа: <https://zachnik.ru/blog/moment-inercii-dlya-chajnikov-opredelenie-formuly-primery-resheniya-zadach/>

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 58 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

9. Аналого-цифровые преобразователи [Электронный ресурс]// - Режим доступа: <https://refdb.ru/look/2726830-p2.html>
10. Аналого-цифровое преобразование для начинающих [Электронный ресурс]// - Режим доступа: <https://habr.com/ru/post/125029/>
11. Теорема Котельникова [Электронный ресурс]// - Режим доступа: <https://nag.ru/articles/article/103332/teorema-kotelnikova-dlya-chaynikov-prostyimi-slovami.html>
12. ГОСТ 2.102-2013 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов. Москва, «Стандартинформ», 2014 г.
13. ГОСТ 2.104-2006 ЕСКД. Основные надписи. – М.: Стандартинформ. 2006. – 14 с.
14. ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. Издание официальное. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1995. – 28 с.
15. СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
16. Методические указания к учебной и производственной практикам. – Миасс: Изд-во ЮУрГУ, 2017. – 24с.

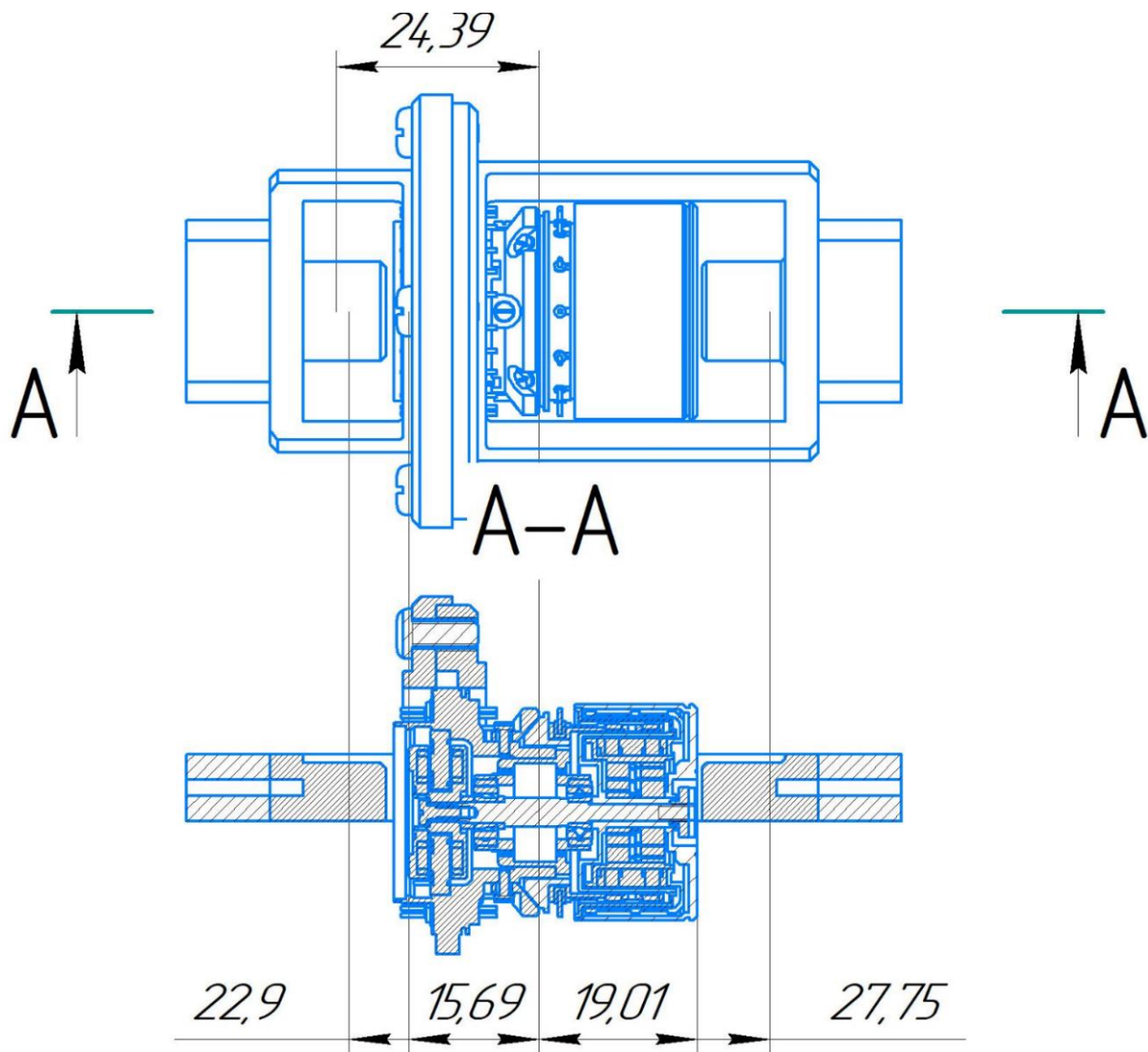
| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| | | | | | | 59 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | |

ПРИЛОЖЕНИЕ А. РАМКА С ПЛОЩАДКАМИ ПОД ВИБРОДАТЧИКИ



| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 60 |

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ЧЕРТЕЖ СЕЧЕНИЯ РАМКИ



| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|---------------------------|------|
| | | | | | 27.03.04.092.24.00 ПЗ ВКР | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 61 |