

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЕ УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ АТТЕСТАЦИИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ГИРОПРИБОРОВ

Тан Синюань
В.П. Подчерцев

tangxingyuan2016@163.com
podch@list.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Предложено и проанализировано поворотное устройство на базе мальтийского креста для прецизионного испытательного поворотного стенда калибровки гироскопических чувствительных элементов инерциального класса, которое дополнено механизмом жесткого и однозначного арретирования в фиксированных положениях. Показана возможность совмещения этих двух функций без увеличения числа элементов механизма и его сложности. Проведены анализ кинематики предложенного устройства и оптимизация его параметров с учетом технологических допусков изготовления. Для снижения трения в арретирующем устройстве предусмотрен специальный механизм, уменьшающий давление между контактирующими поверхностями

Ключевые слова

Прецизионный поворотный стенд, калибровка, идентификация погрешностей модели, поворотно-арретирующий механизм, мальтийский крест, гироскоп

Поступила в редакцию 19.05.2016
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016

Введение. В современных системах ориентации летательных аппаратов и космических ракет применяются прецизионные гироскопические чувствительные элементы, параметры которых должны определяться с высокой точностью. Для оценки прецизионных гироскопических приборов используют специализированные контрольно-испытательные стенды, обеспечивающие точный разворот относительно географической системы координат. Точность калибровки параметров гироскопов при этом зависит от точности аттестации угловой ориентации стенда относительно географической системы координат. Методики калибровки гироскопов в той или иной степени были предметом исследований в многочисленных публикациях [1–3]. В журнале [2] представлена 8-позиционная методика статических испытаний для определения составляющих дрейфа динамически настраиваемого гироскопа (ДНГ). Одной из важных задач в процессе калибровки является точное и надежное арретирование в фиксированных положениях.

Поворотные испытательные стенды используют на всех предприятиях, которые занимаются разработкой, изготовлением и испытанием прецизионных инерциальных навигационных систем (ИНС) и их чувствительных элементов. Среди наиболее известных зарубежных фирм–производителей данного оборудования можно отметить *Acutronic* (Швейцария), *Ideal Aeromsmith* (США) и др. [3, 4].

Номенклатура стендов, выпускаемых во всем мире, огромна и цена вполне соответствует тем уникальным возможностям по ассортименту испытываемых приборов, сервису и точности задаваемых воздействий, которые они обеспечивают. В то же время при известном ограничении типов испытываемых гироскопов и в силу простоты требуемой от таких устройств кинематики движения очевидна возможность создания дешевых и несложных в изготовлении, но точных механизмов разворота испытательных стендов.

В настоящей работе предложено поворотнo-арретирующее устройство, обеспечивающее развороты платформы относительно географической системы координат, двухосного прецизионного стенда с помощью механизма на базе мальтийского креста, с функцией точного арретирования платформы стенда в задаваемых положениях. Такой стенд обеспечивает возможность определения масштабных коэффициентов и компонент погрешностей [5] ДНГ.

Конструкция механизма и принцип его работы. Вид мальтийского поворотнo-арретирующего механизма, состоящего из мальтийского креста 1 , поводка 4 и кулачка 3 с арретирующей поверхностью S_2 , показан на рис. 1. Мальтийский крест жестко соединен с платформой своей нижней частью (поверхность H) и поворачивается вокруг оси $z-z$, а кулачок 3 с поводком 4 вращается вокруг оси z_1-z_1 двигателем с помощью редуктора.

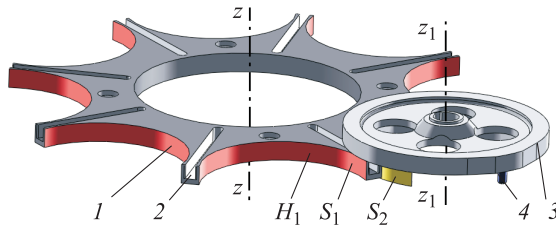


Рис. 1. Механизм поворота и арретира испытательного стенда:

- 1 — мальтийский крест; 2 — направляющий паз; 3 — кулачок;
4 — поводок; S_1, S_2 — контактирующие поверхности
арретирующего устройства

При движении поводка по направляющим пазам платформа, на которой размещается калибруемый гироскоп, поворачивается и при непосредственном контакте поверхностей S_1 и S_2 платформа жестко арретируется в заданном положении. В рассматриваемой конструкции мальтийского механизма число поверхностей S_1 соответствует числу фиксированных положений.

На рис. 2 показана кинематическая схема движения поворотнo-арретирующего устройства при повороте поводка на 360° . В исходном положении (a) ($\alpha = 0, \beta = 0$) крест благодаря непосредственному контакту арретирующих поверхностей мальтийского креста S_1 и арретира S_2 находится в заарретированном положении. Для поворота платформы включается вращение кулачка 3 с поводком 4 . В процессе поворота поводка из начального положения до захода в

направляющий паз 2 ($0 < \alpha < \alpha_1, \beta = 0$) платформа продолжает находиться в заарретированном положении (б). Далее при движении поводка по направляющему пазу ($\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$) крест с платформой поворачивается на угол $\beta = \varphi$ и после выхода поводка из паза ($\alpha > \beta_2$) мальтийский крест вновь арретирован поверхностями S_1 и S_2 , но уже в новом положении (д), где $\beta = \varphi$.

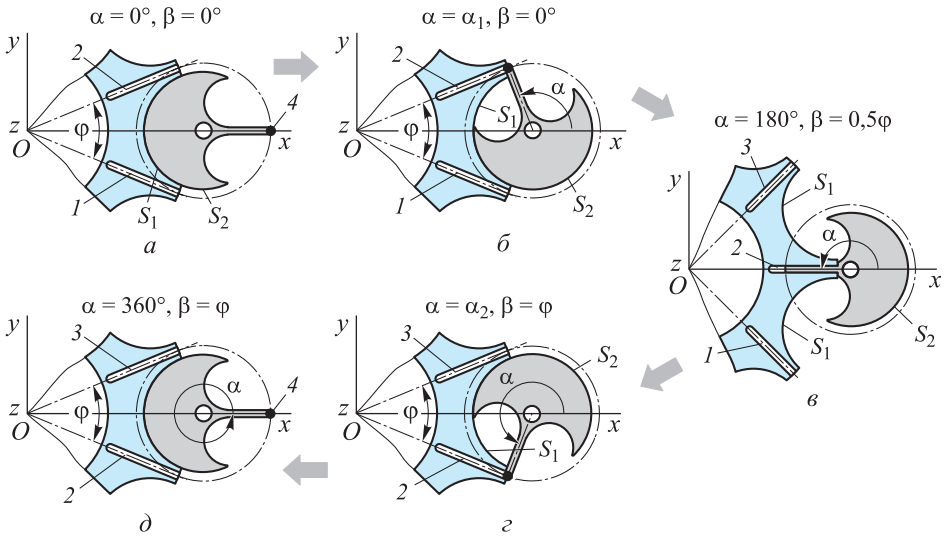


Рис. 2. Кинематическая схема движения поворотно-арретирующего устройства (а–д):

α — угол поворота поводка от исходного положения; $\alpha_1 = 90^\circ + 0,5\varphi$, $\alpha_2 = 360^\circ - \alpha_1$ — углы поворота поводка при заходе и выходе из паза мальтийского креста; β — угол поворота креста (платформы) вокруг оси z ; φ — угол между двумя пазами, определяемый числом положений платформы $z = 8$, $\varphi = 360^\circ/z$

Определение необходимых условий поворота и арретирования платформы. Следует отметить, что при заходе поводка в направляющий паз мальтийский крест должен одновременно разарретироваться для обеспечения возможности его разворота. Это достигается прекращением контакта между поверхностями S_1 и S_2 , после чего крест может поворачиваться в следующее положение. После выхода поводка из направляющего паза крест прекращает поворачиваться и одновременно арретирован в новом положении благодаря контакту поверхностей S'_1 и S_2 . В момент захода и выхода поводка 4 из паза 2 поверхности контакта S_1 и S'_1 мальтийского креста должны касаться в точках C, D или B, E , показанных на рис. 3, и находиться в состоянии контакта на межосевой линии OO_1 для исключения заклинивания механизма, что соответствует выполнению условия $\varphi + \vartheta = 180^\circ$.

При этом в процессе калибровки будет обеспечиваться жесткая и надежная фиксация и плавность процессов разарретирования и арретирования платформы.

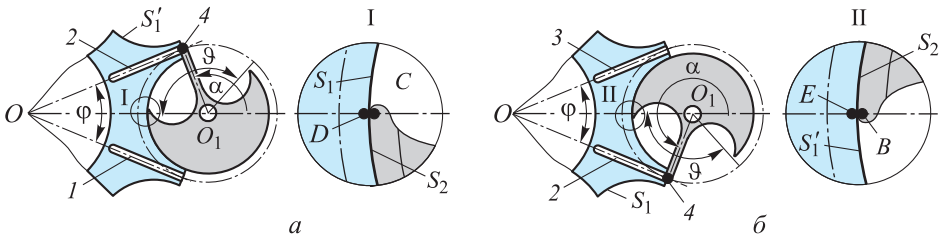


Рис. 3. Иллюстрация моментов касания поверхностей S_1 и S_2 , S'_1 и S_2 в точках C, D и B, E при заходе (а) и выходе (б) поводка 4 в паз и из паза 2

Кинематические характеристики поворотно-арретирующего механизма.

Рассмотрим кинематику движения механизма поворота, приведенного на рис. 4, в соответствии с которым соотношение между r и L имеет следующий вид:

$$\lambda = \frac{r}{L} = \sin \frac{\varphi}{2}. \tag{1}$$

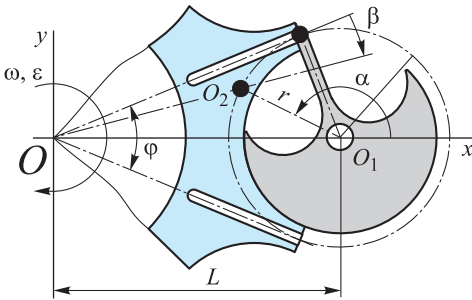


Рис. 4. Кинематика движения мальтийского механизма:

r — радиус поводка; L — межосевое расстояние; ω и ε — угловые скорость и ускорение платформы

При повороте поводка из исходного положения до захода поводка в направляющий паз $\beta = 0$, $\omega = 0$, $\varepsilon = 0$. В процессе дальнейшего движения поводка по направляющим пазам ($\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$)

крест поворачивается со скоростью $\omega \neq 0$ и ускорением $\varepsilon \neq 0$. В соответствии с формулой синусов для рассматриваемого треугольника OO_1O_2 соотношение между углами поворота мальтийского креста β и поводка α имеет вид

$$\frac{r}{\sin \left(\frac{\varphi}{2} - \beta \right)} = \frac{L}{\sin \left(\alpha + \beta - \frac{\varphi}{2} \right)},$$

где $\alpha, \dot{\alpha}$ — угловая скорость поводка, определяемая скоростью вращения двигателя (через редуктор), $\alpha = \dot{\alpha} t$ ($\dot{\alpha} = 22$ °/с).

Откуда с учетом соотношения (1) получим

$$\beta = \frac{\varphi}{2} - \arctg \left(\frac{\lambda \sin \alpha}{1 + \lambda \cos \alpha} \right).$$

Дифференцируя это уравнение по времени, получаем

$$\omega = \frac{d\beta}{dt} = - \frac{\lambda (\cos \alpha + \lambda)}{1 + 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2} \dot{\alpha}.$$

После выхода поводка из направляющих пазов мальтийский крест (платформа) арретируется в новом положении при этом $\beta = 45^\circ$, $\omega = 0$, $\varepsilon = 0$.

Таким образом, один поворот поводка ($0 \leq \alpha \leq 360^\circ$) характеризуется следующими соотношениями:

$$\beta(\alpha) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq \alpha \leq \alpha_1; \\ \frac{\varphi}{2} - \operatorname{arctg}\left(\frac{\lambda \sin \alpha}{1 + \lambda \cos \alpha}\right) & \text{при } \alpha_1 < \alpha < \alpha_2; \\ \varphi & \text{при } \alpha_2 \leq \alpha \leq 360^\circ; \end{cases} \quad (2)$$

$$\omega(\alpha) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0(\alpha_2) \leq \alpha \leq \alpha_1(360^\circ); \\ -\frac{\lambda(\cos \alpha + \lambda)}{1 + 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2} \dot{\alpha} & \text{при } \alpha_1 < \alpha < \alpha_2, \end{cases}$$

графики которых приведены на рис. 5.

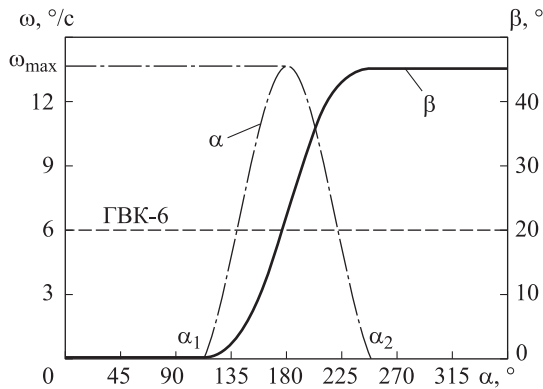


Рис. 5. Зависимость угла поворота β и угловой скорости ω платформы от угла поворота α поводка

Учитывая, что используемые на практике ДНГ имеют широкий диапазон измеряемых угловых скоростей, например, для ГVK-16 $\omega_{\max} = 300$ $^\circ/\text{с}$, для МГ-4 $\omega_{\max} = 150$ $^\circ/\text{с}$, для ГVK-6 $\omega_{\max} = 6$ $^\circ/\text{с}$, то это надо принимать во внимание при выборе методики калибровки гироскопов на данном стенде. Согласно формулам (2) и иллюстрирующим их графикам на рис. 5, угловая скорость платформы изменяется от нуля до максимального значения $\omega_{\max} = 13,6$ $^\circ/\text{с}$, что превышает максимально допустимую угловую скорость, например гироскопа ГVK-6. Поэтому необходимо провести моделирование движения таких гироскопов для оценки их поведения в условиях экстремальных угловых скоростей.

Моделирование движения ротора гироскопа в процессе его калибровки.

Рассмотрим движение ДНГ в режиме датчика угловой скорости (ДУС), установленного на платформе двухосного поворотного стенда, использующего приведенное в настоящей работе поворотнo-арретирующее устройство. Уравнения движения ДНГ, в соответствии с работами [5–10], имеют вид:

$$\begin{cases} As(\dot{\theta}_x + \omega_x) + H(\dot{\theta}_y + \omega_y) + KW(s)\theta_y = M_x, \\ As(\dot{\theta}_y + \omega_y) - H(\dot{\theta}_x + \omega_x) - KW(s)\theta_x = M_y, \end{cases}$$

где A — экваториальный момент инерции ротора; θ_x и θ_y — углы отклонения ротора относительно корпуса; ω_x и ω_y — угловые скорости корпуса гироскопа; H — кинетический момент гироскопа; $KW(s) = K_\theta K_y K_M \frac{1 + T_1 s}{T_1 s (1 + T_2 s)^2}$ — передаточная функция [6, 10] контура обратной связи (КОС) ДНГ (K_θ и K_M — крутизна датчиков угла и момента, K_y — коэффициент усиления усилителя КОС); M_x и M_y — внешние возмущающие моменты.

Структурная схема ДНГ в режиме ДУС, соответствующая этому уравнению, показана на рис. 6.

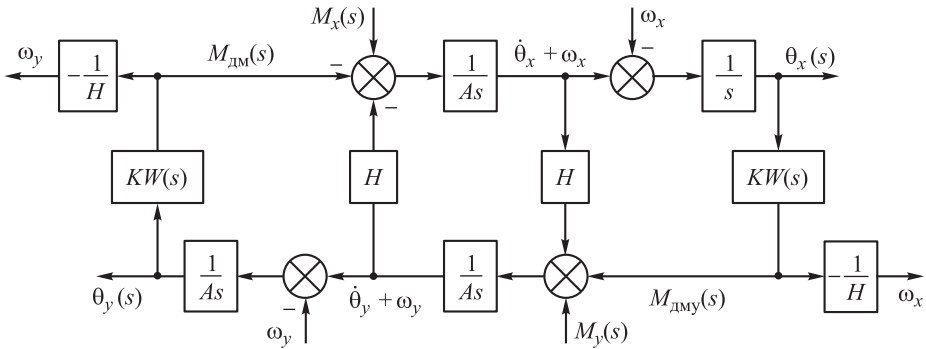


Рис. 6. Структурная схема ДНГ-ДУС

Рассмотрим методику испытаний на поворотном стенде применительно к конкретной конструкции гироскопа типа ГВК-6 со следующими параметрами: $H = 200 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $A = 5 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м}$, $\Omega = 1570 \text{ с}^{-1}$ — собственная скорость вращения привода гироскопа, $K_\theta = 6 \text{ В/рад}$, $K_M = 10 \text{ рад/(с} \cdot \text{А)}$. По результатам моделирования уравнений движения гироскопа ГВК-6 в среде Simulink были получены следующие параметры обратной связи: $T_1 = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ с}$, $T_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, $K_y = 3 \text{ А/В}$. Результаты моделирования показаны на рис. 7 и 8. На рисунках обозначено: t_1 — время захода поводка в паз, t_2 — время достижения максимальной допустимой угловой скорости для гироскопа ГВК-6, $\zeta\eta\zeta$ — географическая система координат (СК), $ху\zeta$ — СК, связанная с корпусом гироскопа.

Как показано на рис. 7, при развороте платформы в момент времени t_2 угловая скорость платформы превышает максимально допустимую угловую скорость гироскопа ГВК-6. При этом датчик момента гироскопа не может обеспечить достаточный управляющий момент, что вызывает отклонение ротора до его предельного значения $\theta_{\text{max}} = 0,5^\circ$. Ротор гироскопа касается ограничительного упора, что приводит к потере его гироскопических свойств. Поэтому перед поворотом платформы с гироскопом ГВК-6 вокруг ее горизонтальной оси необходимо отключить обратную связь и привод гироскопа. По окончании ее разворота и арретирования в новом положении можно снова включить привод гироскопа и контур его обратной связи. В то же время такое отключение при развороте платформы вокруг оси z , совпадающей с вектором кинетического момента

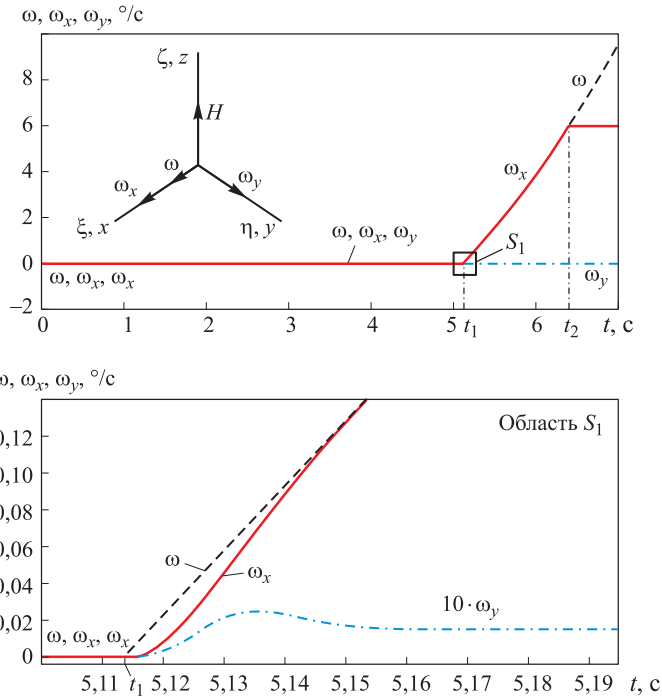


Рис. 7. Зависимость измеряемых угловых скоростей ω_x и ω_y ГВК-6 при развороте платформы вокруг оси x со скоростью ω

гироскопа, не является обязательным, поскольку при этом развороте проекции вектора угловой скорости платформы на оси чувствительности гироскопа достаточно малы.

Оценка влияния зазора между арретирующими поверхностями на точность арретирования. Поскольку арретирование предполагает жесткую фиксацию и высокую повторяемость выставки платформы в задаваемых положениях, то это требует исключения возможности появления зазоров между арретируемыми поверхностями. На рис. 9 приведена схема, иллюстрирующая взаимосвязь между погрешностями ориентации платформы и возможным зазором δ (R — внешний радиус мальтийского креста; γ — погрешность выставки платформы; O_1 и O_2 — положения центра кулачка при отсутствии и наличии зазора δ).

Для оценки влияния зазора на погрешность γ воспользуемся формулой косинусов для треугольника OA_2O_2 , показанного на рис. 9:

$$r^2 = R^2 + (L + \delta)^2 - 2R(L + \delta) \cos\left(\frac{\varphi}{2} - \gamma\right),$$

из которой, пренебрегая величиной второго порядка δ^2 и полагая $\gamma \ll 1$, получаем

$$r^2 = R^2 + L^2 + 2L\delta - 2R(L + \delta) \left[\cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2} \gamma \right].$$

Учитывая $r^2 = L^2 - R^2$ (из прямоугольного треугольника OA_1O_1 при отсутствии зазора δ), получаем соотношение между зазором δ и неточностью выставки γ :

$$\delta = \frac{R \left\{ L \left[\cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2} \gamma \right] - R \right\}}{L - R \left[\cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2} \gamma \right]},$$

после упрощения которого, окончательно получаем выражение погрешности γ в зависимости от зазора δ

$$\gamma(\delta) = \frac{\delta}{L + \delta} \tan \frac{\varphi}{2}. \tag{3}$$

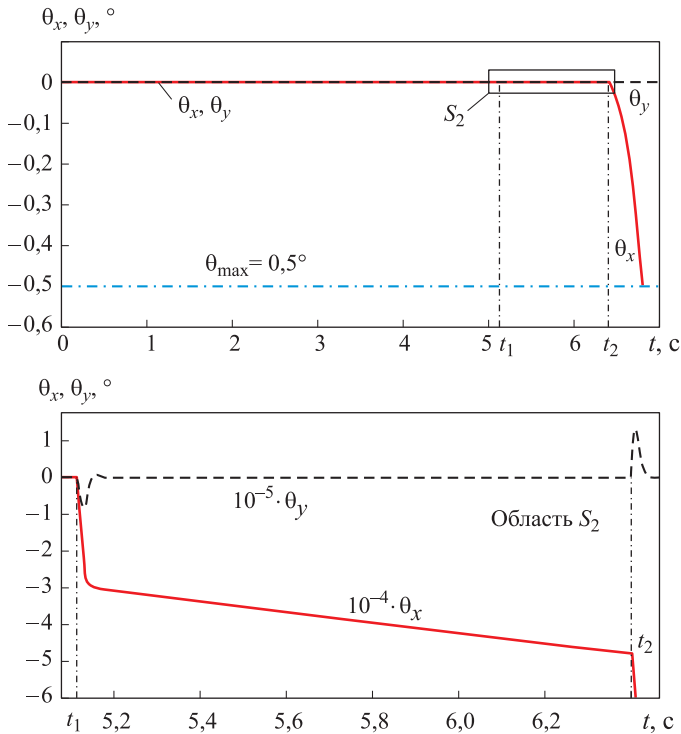


Рис. 8. Углы отклонения ротора ГВК-6 относительно корпуса при развороте платформы вокруг оси x со скоростью ω

В частности, при межосевом расстоянии механизма $L = 100$ мм и зазоре $\delta = 10$ мкм в соответствии с уравнением (3) угловая ошибка выставки платформы будет равна $\gamma = 0,14$ угл. мин. Хотя эта величина достаточно мала, тем не менее, она влияет на повторяемость положений стенда и точность калибровки

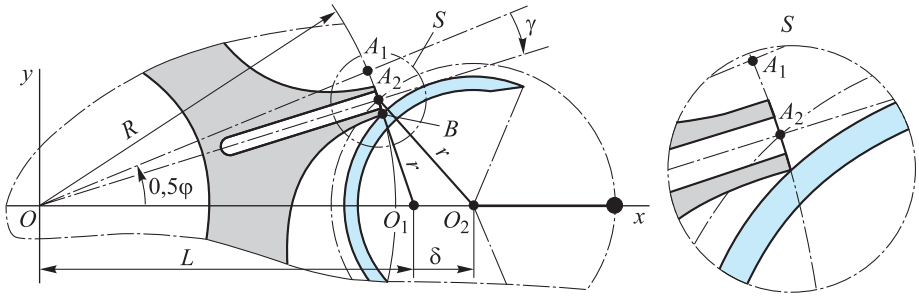


Рис. 9. Кинематическая связь неточности выставки платформы с зазором между арретлируемыми поверхностями

гироскопических чувствительных элементов. Чтобы предотвратить возникновение зазора, вызванного технологическими или температурными факторами, и обеспечить точную фиксацию платформы должен быть предусмотрен предварительный натяг. Возникающие при этом контактную силу и момент трения M_T между этими поверхностями необходимо оценить для выбора привода стенда.

Момент трения M_T , вызываемый давлением p в зоне контакта, определяется следующим выражением:

$$M_T = \mu R \int_s p ds, \tag{4}$$

где $\mu = 0,09$ — коэффициент трения стали по стали; R — радиус контактирующих поверхностей; p — контактное давление; s — площадь контактирующих поверхностей.

Расчет результирующего контактного давления необходимо проводить с учетом жесткости k шарикоподшипника, на котором установлен мальтийский крест (рис. 10). Проведенный расчет контактных напряжений $p(\vartheta)$ (см. рис. 10, б) в среде SolidWorksSimulation с учетом шарикоподшипника типа 1000816, имеющего радиальную жесткость $k = 60$ Н/мкм, позволил определить суммарную внешнюю силу F , действующую на кулачек (см. рис. 10, а):

$$F = \int_s p(\vartheta) \cos(\vartheta) ds. \tag{5}$$

Интегрируя контактное давление, в соответствии с выражением (5) получаем $F = 230$ Н между контактирующими поверхностями при смещении, равном 5 мкм и обусловленном технологической неточностью изготовления. В соответствии с выражением (4) момент трения $M_T = 0,7$ Н·м. Если учесть номинальный вращающий момент двигателя ДПР-42-Н1-03 совместно с редуктором, равный $M_H = 1,26$ Н·м [8], то коэффициент запаса по моменту, развиваемому двигателем, определяется выражением $K = \frac{M_H}{M_T} = 1,8$.

Полученный коэффициент запаса K является недостаточным для устройства, предназначенного для работы в режиме непрерывного технологического

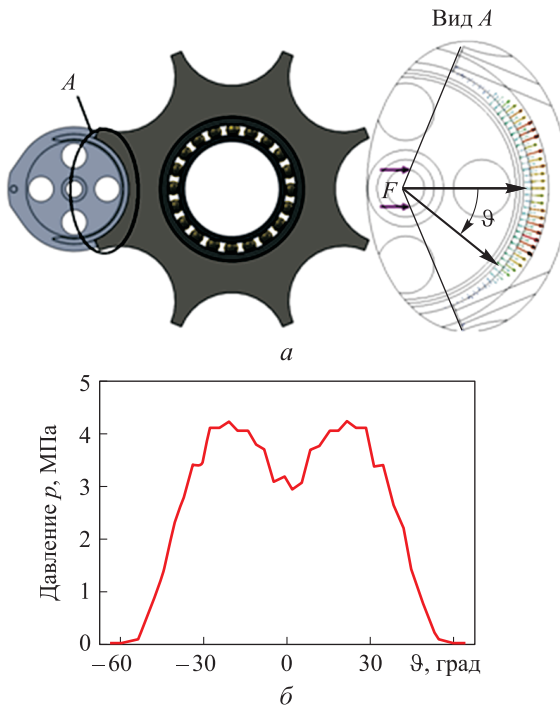


Рис. 10. Расчет давления контакта с учетом жесткости шарикоподшипника

цикла испытаний прецизионных гироскопических приборов и, кроме того, помимо моментов трения необходимо учитывать дополнительные упругие моменты со стороны жгутов и вакуумных шлангов, которые также должен преодолеть привод.

Разработка компенсирующего устройства для снижения момента трения. Для снижения момента трения необходимо уменьшить контактное давление, что может быть реализовано с помощью предлагаемого устройства упругой развязки. Устройство представлено на рис. 11, а и состоит из наружной 1 и

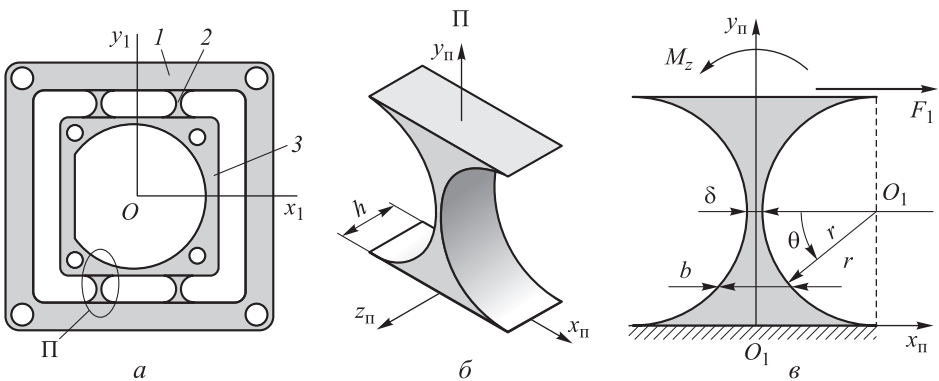


Рис. 11. Кинематическая схема устройства упругой развязки и ее расчетная модель

внутренней 3 рамок, и четырех упругих элементов 2 с переменным поперечным сечением. Наружная рамка жестко крепится к корпусу стенда, блок редуктора размещается на внутренней рамке. Уменьшение силы контакта между арретирующими поверхностями может быть обеспечено выбором допустимой деформации упругих элементов.

На рис. 11 обозначено: M_z и F_1 — силовые факторы, определяемые реакцией связи упругого элемента с внутренней рамкой 3; δ — минимальная толщина поперечного сечения упругого элемента; $b(\theta) = \delta + 2r(1 - \cos \theta)$ — толщина упругого элемента в произвольном сечении, определяемом углом θ : $-90^\circ < \theta < +90^\circ$; r — радиус, определяющий геометрию упругого элемента; h — ширина упругого элемента.

Для расчета упругих элементов на жесткость и прочность воспользуемся моделью, показанной на рис. 11, в. Максимальное эквивалентное напряжение в упругом элементе определяется в соответствии с критерием прочности Мора [8]:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{6M}{hb^2}\right)^2 + 4\left(\frac{F_1}{hb}\right)^2}, \quad (6)$$

где M — суммарный момент, действующий в произвольном сечении упругого элемента, $M = M_z - F_1 r(1 + \sin \theta)$.

Поскольку внутренняя рамка движется поступательно, что следует из конструкции упругой развязки, то угол поворота γ верхнего торцевого сечения упругого элемента вокруг оси z_n при $\theta = -\pi/2$ равен нулю, т. е.

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{12r}{Eh} \left(F_1 r \int_{-0,5\pi}^{0,5\pi} \frac{(1 - \sin \theta) \cos \theta}{b(\theta)^3} d\theta - M_z \int_{-0,5\pi}^{0,5\pi} \frac{\cos \theta}{b(\theta)^3} d\theta \right) = \\ &= \frac{12r}{Eh} (F_1 r - M_z) \int_{-0,5\pi}^{0,5\pi} \frac{\cos \theta}{b(\theta)^3} d\theta = 0. \end{aligned}$$

Откуда следует, что $M_z = F_1 r$. Подставив полученное соотношение в формулу (6), получаем окончательное выражение эквивалентного напряжения σ в упругом элементе:

$$\sigma = \frac{2000F_1}{hr} f(\chi, \theta), \quad (7)$$

где $\chi = \frac{\delta}{r}$, $f(\chi, \theta) = \frac{\sqrt{(3 \sin \theta)^2 + (\chi + 2(1 - \cos \theta))^2}}{1000(\chi + 2(1 - \cos \theta))^2}$.

На рис. 12 показан график функции $f(\chi, \theta)$, определяющей значение напряжений в произвольном сечении упругого элемента при различных значениях $\chi = \frac{\delta}{r}$. В соответствии с полученным выражением (7) места с наибольшими напряжениями расположены симметрично относительно середины упругого элемента на углах $\pm 7^\circ$.

Для конкретной конструкции упругого элемента с параметрами: $r = 7,5$ мм, $h = 6$ мм при $\delta = 0,1, \dots, 1$, проведен расчет жесткости упругого элемента в среде SolidWorks Simulation. Зависимость внешней силы F , действующей на верхнюю часть упругого элемента, от толщины поперечного сечения δ при смещении, равном 5 мкм, определяемом технологической точностью изготовления, показана на рис. 13.

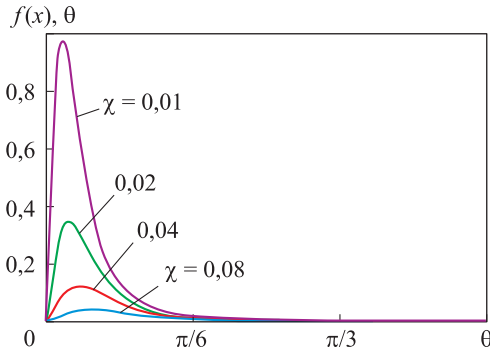


Рис. 12. Графики зависимости $f(\chi, \theta)$

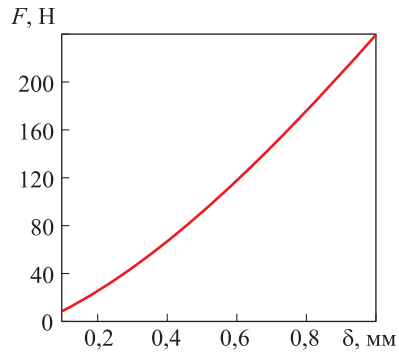


Рис. 13. Зависимость внешней силы F от минимальной толщины δ

При минимальной толщине поперечного сечения упругого элемента $\delta = 0,3$ мм (см. рис. 13) внешняя сила $F = 46$ Н, что существенно меньше силы контакта без использования устройства упругой развязки. Максимальное напряжение в соответствии с выражением (7) $\sigma_{\max} = 63$ МПа.

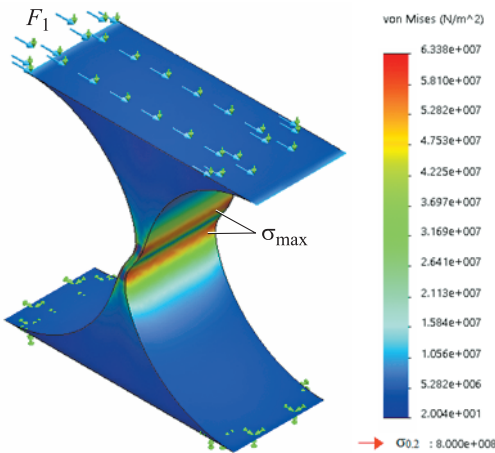


Рис. 14. Расчет напряжений при наличии смещения до 5 мкм

Результаты численного моделирования в среде SolidWorksSimulation, приведенные на рис. 14, показывают, что максимальное напряжение в упругом элементе не превышает $\sigma_{\max} = 64$ МПа, что практически совпадает с результатами расчета по формуле (7). Полученное напряжение в 12 раз меньше предела текучести материала упругого элемента (сплав 36НХТЮ [9]), что является достаточно приемлемым результатом.

Для определения момента трения между контактными поверхностями при наличии устройства упругой развязки (рис. 15, а) и контактного давления

воспользуемся системой численного моделирования SolidWorksSimulation. Результаты расчета контактного давления p при смещении, равном 5 мкм и определяемом технологической точностью изготовления и сборки поворотного арретирующего устройства, показаны на рис. 15, б.

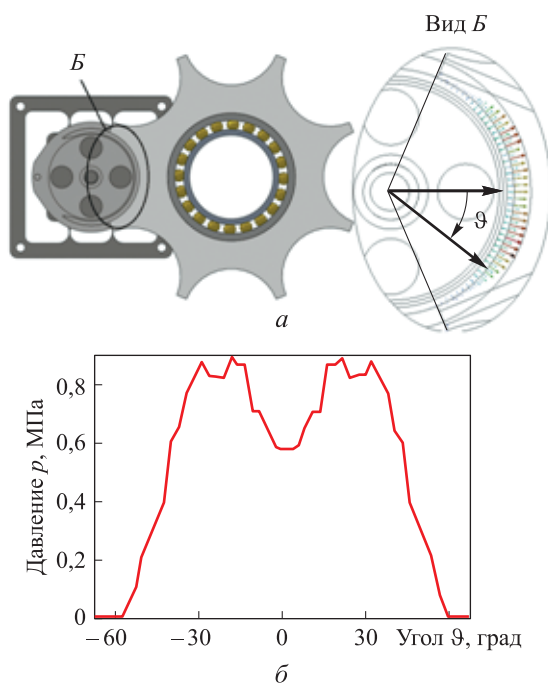


Рис. 15. Расчет контактного давления с учетом устройства упругой развязки

Интегрируя полученное давление по всей площади контакта в соответствии с выражением (8), получаем суммарную контактную силу $F = 43$ Н.

Момент трения M_T , соответствующий этой силе и выражению (4), равен $0,15$ Н·м, т. е. в 5 раз меньше по сравнению с жестким взаимодействием контактирующих элементов, что обеспечивает достаточный 9-кратный запас по моменту, развиваемому двигателем ДПР-42-Н1-03.

Заключение. Предложено и проанализировано поворотнo-арретирующее устройство на базе мальтийского креста для прецизионного поворотного стенда. Получены кинематические соотношения, характеризующие параметры движения данного устройства и определяющие ограничения методики калибровки для некоторых типов гироскопов.

Для снижения контактного давления, исключая зазоры между арретируемыми поверхностями, и для обеспечения предварительного натяга предложено и рассчитано устройство упругой развязки, определены его параметры.

Представленное в работе поворотнo-арретирующее устройство имеет малые габаритные размеры и хорошо вписывается в конструкцию двухосного испытательного стенда, обеспечивая высокую повторяемость ориентации платформы в заданных положениях при арретировании.

Для обеспечения точности калибровки прецизионных гироскопов необходима предварительная аттестация угловых положений платформы с предложенным поворотнo-арретирующим механизмом в каждом положении. Измеренные точные значения угловой ориентации платформы (или отклонения от

задаваемых положений) должны быть записаны в паспорт стенда при его изготовлении и учитываться в алгоритме обработки [7] выходных сигналов инерциальных чувствительных элементов при калибровке.

Предложенное устройство не требует применения достаточно сложных и дорогих измерительных и управляющих систем, что вполне приемлемо для большинства предприятий, занимающихся разработкой и настройкой гироскопических приборов, а также для исследовательских и учебных институтов.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Fu L., Yang X., Wang L.L.* A novel calibration procedure for dynamically tuned gyroscope designed by D-optimal approach // *Measurement*. 2013. Vol. 46. No. 9. P. 3173–3180. DOI: 10.1016/j.measurement.2013.05.026
2. *American National Standards Institute.* IEEE Specification Format Guide and Test Procedure for Two-Degree-of-Freedom Dynamically Tuned Gyros // *ANSI/IEEE Std.* 1989. P. 813–1988. DOI: 10.1109/IEEESTD.1989.94579
3. *Zhao MeiLin.* Research on rate stability of turntables. Harbin Institute of Technology. 2013.
4. *Подчерцев В.П., Тан Синюань.* Исследование поворотного-арретирующего механизма прецизионного поворотного стенда // *Актуальные проблемы российской космонавтики. Труды XXXIX академических чтений по космонавтике.* М., январь 2015. 511 с.
5. *Подчерцев В.П., Тан Синюань, Цинь Цзыхао.* Компоненты модели погрешностей динамически настраиваемого гироскопа // *Авиакосмическое приборостроение.* 2015. № 1. С. 8–18.
6. *Тан Синюань.* Автоматизация проверок параметров динамически настраиваемого гироскопа // *Молодежный научно-технический вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2014. № 10. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/737232.html> (дата обращения 07.04.2015)
7. *Матвеев В.А., Подчерцев В.П., Фатеев В.В.* Гироскопические стабилизаторы на ДНГ. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. 102 с.
8. *Электродвигатель* коллекторный ДПР-42-Н1-03. Компания «Электроника и связь». URL: <http://www.eandc.ru/catalog/detail.php?ID=5834> (дата обращения 12.08.2016)
9. *Веркович Г.А., Головенкин Е.Н., Голубков В.А.* Справочник конструктора точного приборостроения / под общ. ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чадаевой. Л.: Машиностроение, 1989. 792 с.
10. *Матвеев В.А., Подчерцев В.П.* Погрешности динамически настраиваемого гироскопа от подшипниковых вибраций // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение.* 1999. № 1. С. 40–48.

Тан Синюань — аспирант кафедры «Приборы и системы ориентации, стабилизации и навигации» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5).

Подчерцев Виктор Павлович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Приборы и системы ориентации, стабилизации и навигации» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5).

Пробьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тан Синюань, Подчерцев В.П. Специализированное устройство контрольно-измерительного стенда для аттестации прецизионных гироскопов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. 2016. № 6. С. 15–30.

DOI: 10.18698/0236-3933-2016-6-15-30

**SPECIALIZED DEVICE OF TEST STAND FOR PRECISION
GYROSCOPIC DEVICE QUALIFICATION**

Tang Xingyuan

tangxingyuan2016@163.com

V.P. Podchertsev

podch@list.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper proposes a rather simple rotating device based on the Maltese cross for the precision test turntable of the calibration of gyroscopic sensor elements of inertial class. The device is complemented by a mechanism of stiff and unambiguous caging in fixed positions. The problem of combining these two functions of rotation and locking is solved without increasing the number of elements of the mechanism and its complexity. This paper presents the kinematic analysis of the proposed device and optimization of its parameters, taking into account manufacturing tolerances. To reduce the magnitude of friction in the caging device, we provide a special mechanism to ensure a decrease in pressure between the contacting surfaces

Keywords

Precision turntable, calibration, identification of errors model, rotary-caging mechanism, the Maltese cross, gyroscope

REFERENCES

- [1] Li Fu, Xi Yang, Ling Ling Wang. A novel calibration procedure for dynamically tuned gyroscope designed by D-optimal approach. *Measurement*, 2013, vol. 46, no. 9, pp. 3173–3180. DOI: 10.1016/j.measurement.2013.05.026
- [2] *IEEE Specification Format Guide and Test Procedure for Two-Degree-of-Freedom Dynamically Tuned Gyros*. ANSI/IEEE Std 813-1988. 1989. DOI: 10.1109/IEEESTD.1989.94579
- [3] Zhao MeiLin. Research on rate stability of turntables. Harbin Institute of Technology, 2013.
- [4] Podchertsev V.P., Tan Sinyuan'. Research on rotation arresting devise for precision swivel stand. *Aktual'nye problemy rossiyoskoy kosmonavtiki. Trudy XXXIX akademicheskikh chteniy po kosmonavtike* [Russian cosmonautics contemporary issues. Proc. XXXIX academic reading on cosmonautics]. Moscow, 2015. 511 p. (in Russ.).
- [5] Podchertsev V.P., Tan Sinyuan', Tsin' Tszykhao. Components of model of drift dynamically tuned gyro. *Aviakosmicheskoe priborostroenie* [Aerospace Instrument-Making], 2015, no. 1, pp. 8–18 (in Russ.).
- [6] Tan Sinyuan'. Verification automatization for dynamically tuned gyroscope characteristics. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskij vestnik. MGTU im. N.E. Baumana* [Electronic

periodical youth scientific and technical bulletin], 2014, no. 10. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/737232.html> (accessed 07.04.2015) (in Russ.).

[7] Matveev V.A., Podchezertsev V.P., Fateev V.V. Giroskopicheskie stabilizatory na DNG [Gyro stabilizers with dynamically tuned gyroscopes]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2005. 102 p.

[8] *Elektrodivigatel' kollektornyy DPR-42-N1-03* [Commutator motor DPR-42-N1-03]. “Elektronika i svyaz” company: website. URL: <http://www.eandc.ru/catalog/detail.php?ID=5834> (accessed 12.08.16).

[9] Verkovich G.A., Golovenkin E.N., Golubkov V.A. Spravochnik konstruktora tochnogo priborostroeniya [Precision instruments designer handbook]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1989. 792 p.

[10] Matveev V.A., Podchezertsev V.P. Errors due to bearing vibration for dynamically tuned gyro operating as angular velocity sensor. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Priborostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Instrument Engineering], 1999, no. 1, pp. 40–48 (in Russ.).

Tang Xingyuan — post-graduate student of Instruments and Systems of Orientation, Stabilization and Navigation Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation).

Podchezertsev V.P. — Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of Instruments and Systems of Orientation, Stabilization and Navigation Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Tang Xingyuan, Podchezertsev V.P. Specialized Device of Test Stand for Precision Gyroscopic Device Qualification. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Priborostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Instrum. Eng.], 2016, no. 6, pp. 15–30.

DOI: 10.18698/0236-3933-2016-6-15-30