

С.Ю.ПОГОРЕЛОВ, канд.техн.наук; **К.Ю.СЧАСТЛИВЕЦ**;
С.И.МАРУСЕНКО; НТУ «ХПИ»

ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ КОНТАКТА ЭЛЕМЕНТОВ ЛАЗЕРНОГО ГИРОСКОПА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПРИЖИМНОГО УСИЛИЯ

Точність роботи кільцевого лазерного гіроскопа залежить від параметрів температурного поля. На шляху відводу тепла від резонатора до механічного конструктиву має місце контактний термічний опір. У запропонованій роботі досліджено теплопровідність контакту між кришкою конструктиву та резонатором лазерного гіроскопа з урахуванням деформацій від попереднього натягу пружини механічного конструктиву.

The measurement accuracy of ring laser gyros depends on temperature field parameters. In the proposed paper the influence of contact thermal conduction between the construction cover and laser gyroscope resonator including deformations depending on mechanical construction spring pretension was analyzed.

Введение. В современных навигационных комплексах, применяемых для решения задачи определения местоположения подвижного объекта на местности или в пространстве, используется, как один из вариантов, бесплатформенная инерциальная навигационная система (БИНС). В качестве чувствительных элементов в данном приборе используются кольцевые лазерные гироскопы (ЛГ) [1,5,6].

В составе БИНС резонатор ЛГ смонтирован с помощью механического конструктива, который, помимо крепления ЛГ в приборе, является также основным элементом теплоотвода для ЛГ. В процессе работы ЛГ имеет место выделение тепла на элементах оптического контура, резисторах и катушках индуктивности [5,6]. Тепло отводится от призмы прибора путем целенаправленной теплопередачи через области контактирующих поверхностей прижимного кольца пружины и опорного кольца крышки ЛГ. Дальнейший отвод тепла осуществляется через детали конструктива и креплений на внешний корпус, а затем сбрасывается в атмосферу за счет конвективной теплоотдачи. В данном анализе принято, что вовнутрь замкнутого корпуса ЛГ конвективной теплопередачей не происходит. Детальный анализ вопросов теплопроводности и теплообмена для корпусов БИНС приведен в работе [4].

Следует отметить, что на процессы теплопередачи в предложенной схеме отвода тепла от резонатора к конструктиву определяющее количественное и качественное влияние оказывают возникающее контактное термическое сопротивление на соответствующих поверхностях.

Поэтому целью данной работы является исследование процессов теплопроводности в областях контакта между крышкой конструктива и резонатором ЛГ с учетом деформаций от предварительного натяга пружины механи-

ческого конструктива.

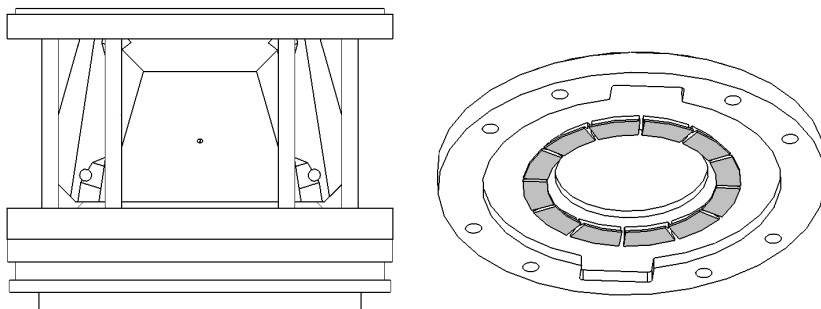


Рисунок 1 – ЛГ с механическим конструктивом и крышка с зоной контакта

Постановка задачи. Для оценки влияния величины термического сопротивления на процессы теплопроводности воспользуемся данными, приведенными в работах [2,7]. Контактное термическое сопротивление зависит от силы сжатия поверхностей, шероховатости и твердости соприкасающихся поверхностей.

Величина проводимости контакта рассчитывается по эмпирической формуле Шлыкова-Ганина [7]:

$$KKT = \frac{1}{R_K} = \frac{\lambda_C Y}{2(h_{CP1} + h_{CP2})} + 8 \cdot 10^3 \cdot \lambda_M \left(\frac{P}{3\sigma_B} \cdot K \right)^{0.86} \quad (1)$$

В приведенную формулу входят физико-геометрические параметры контактирующих элементов, а именно: λ_C , λ_1 , λ_2 – коэффициенты теплопроводности вещества зазора, материалов первого и второго контактирующих элементов, соответственно, Вт/(м · К), h_{CP1} , h_{CP2} – средние высоты выступов микрошероховатостей поверхностей контактирующих элементов, $\lambda_M = 2\lambda_1\lambda_2 / (\lambda_1 + \lambda_2)$ – средний коэффициент теплопроводности, N – нормальная нагрузка, совпадающая по величине с усилия, возникающим в пружине, измеряемого в Н, σ_B – предел прочности материала одного из контактирующих элементов, имеющего более высокие характеристики пластичности, S_H – номинальная площадь области контакта. Коэффициент K выбирается в зависимости от величины суммарной средней высоты выступов контактирующих поверхностей $h_C = h_{CP1} + h_{CP2}$:

$$K = 1 \text{ – для } h_C \geq 30 \text{ мкм; } K = \left(\frac{30}{h_{CP1} + h_{CP2}} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ – для } h_C \in (10, 30) \text{ мкм;}$$

$$K = \frac{15}{h_{CP1} + h_{CP2}} \text{ – для } h_C \leq 10 \text{ мкм.}$$

Приведем количественные данные по оценке коэффициента контактной

теплопроводности при идеальном контакте элементов из ситалла (первый элемент) и сплава Д16 (второй элемент) при действии нормальной силы $N = 500$ Н. В качестве материала зазора принят воздух. Для указанных материалов контактирующих элементов были приняты значения коэффициентов теплопроводности: $\lambda_C = 0,0244$ Вт/°К · м; $\lambda_1 = 1,18$ Вт/°К · м; $\lambda_2 = 160$ Вт/°К · м. Пределы прочности контактирующих элементов: ситалла – $\sigma_B = 2000$ МПа, сплава Д16 (отожженный) – $\sigma_B = 200$ МПа. Необходимые геометрические параметры контактирующих элементов равны: номинальная площадь контактной области $S_H = 19,63$ см², высоты микрошероховатостей $h_{CP1} = 0,4$ мкм; $h_{CP2} = 0,8$ мкм; $Y = 3,34$ [9].

$\lambda_C = 0,0244$ Вт/°К · м; $\lambda_1 = 1,18$ Вт/°К · м; $\lambda_2 = 160$ Вт/°К · м; $N = 500$ Н; $S_H = 19,63$ см², $Y = 3,34$ [7], Высота выступов микрошероховатостей принята 0,8 мкм для Д16 и 0,4 мкм для ситалла.

Рекомендуемое практическое использование формулы (1) требует задания предела прочности более пластичного материала контактирующих элементов (второе слагаемое). При идеальном контакте элементов, то есть без учета взаимовлияния контактных деформаций взаимодействующих элементов, получаем значения коэффициента контактной теплопроводности для различных пределов прочности σ_B : $KKT \approx 34200$ Вт/°К · м² при $\sigma_B = 200$ МПа; $KKT \approx 34000$ Вт/°К · м² при $\sigma_B = 2000$ МПа. Рассчитанные значения коэффициентов контактной теплопроводности отличаются на 0,6 %. Незначительное отличие указанных величин связано с тем, что влияние развиваемых при контактом взаимодействии деформации в сторону более «пластичного» элемента достаточно мало по сравнению с влиянием изменения зазора в направлении общей нормали к контактирующим поверхностям и размера площади области контакта. Другими словами, для реального использования формулы (1) необходимо получить решение термомеханической смешанной контактной задачи, приводящее к достоверным данным по количественным оценкам величины зазора и площади контактной зоны.

В случае изолированно рассмотренного контакта, без учета деформаций контактирующих деталей, величина коэффициента контактной теплопроводности составляет

$$KKT = KKT1 + KKT2 = 33956,7 + 209,6 \approx 34166 \approx \mathbf{34200} \text{ Вт/м}^2/\text{К}$$

(при $\sigma_B = 200$ МПа);

$$KKT = KKT1 + KKT2 = 33956,7 + 28,9 \approx 33985 \approx \mathbf{34000} \text{ Вт/м}^2/\text{К}$$

(при $\sigma_B = 2000$ МПа).

Очевидно, влияние вдавливания менее пластичной части контакта в более пластичную на величину коэффициента контактной теплопроводности незначительно.

В рассматриваемом случае характер усилий в механическом конструктиве вызывает изгиб верхней крышки, что приводит к изменению геометрических параметров контакта. Возникающие изгибные усилия связаны с наличием пружинного элемента, который прижимает призму резонатора к крышке.

Регламентируемое номинальное прижимное усилие составляет 500 Н.

В процессе эксплуатации ЛГ при изменении внешней температуры происходит деформирование механического конструктива и, соответственно, изменение силы предварительного натяга пружинящего элемента. Поэтому для достоверной оценки контактного термического сопротивления требуется выполнить последовательное решение двух задач. Во-первых, необходимо определить пределы изменения усилия предварительного натяга пружинящего элемента в зависимости от температуры. Во-вторых, получить значения основных параметров контактного взаимодействия для полученных значений прижимного усилия.

Результаты решения. Усилие предварительного натяга пружины изменяется в зависимости от температурного удлинения стоек, которое в свою очередь определяется по формуле:

$$\Delta L = \alpha_T \cdot L \cdot \Delta T ,$$

где $\alpha_T = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ – коэффициент линейного температурного расширения бронзовой стойки, L – длина стойки, соединяющей крышку ЛГ с кольцом пружины, ΔT – изменение температуры.

Результаты расчетов приведены на рис. 2, что практически соответствует линейной зависимости

$$F = -0,8544T + 521,75 .$$

Очевидно, что величина прижимной силы составляет 1,078 ... 0,95 от номинального значения (соответствующего температуре 25 °С).

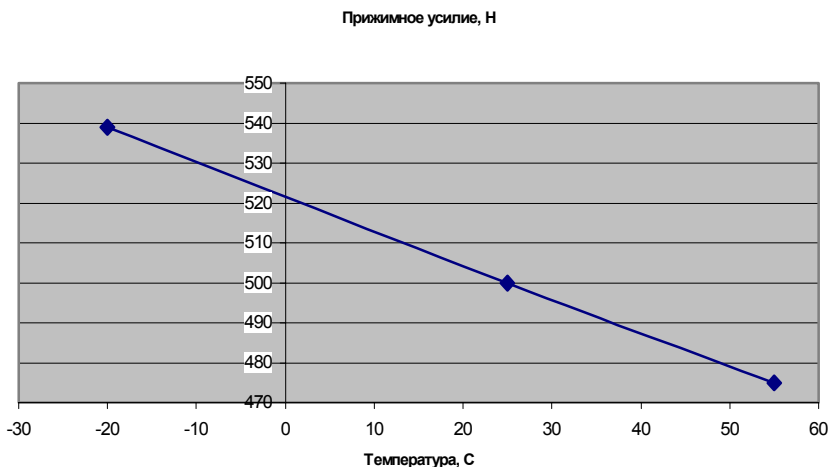


Рисунок 2 – Зависимость прижимного усилия от температуры

Расчетная модель. Для решения задачи изучения влияния усилий в конструктиве на механические параметры контакта методом конечных элементов

[3] создана трехмерная модель, состоящая из призмы резонатора и крышки (см. рис. 3). В зонах контакта призмы с прижимной крышкой имеет место сухое трение с коэффициентом 0,2.

Величина номинального прижимающего усилия принята 500 Н. В процессе деформирования имеет место частичное размыкание контактирующих поверхностей с возникновением зазора и изменением площади контакта. При таком деформировании, была определена величина изменения (увеличения) зазора z , доходящая до $0,6 \cdot 10^{-6}$ м, то есть $z = 0,6$ мкм, прибавляемую к сумме выступов микрошероховатостей в знаменателе первого слагаемого формулы (1). При этом одновременно поверхность контакта уменьшается приблизительно в 4 раза. В этом случае получится

$$\text{ККТ} = \text{ККТ1} + \text{ККТ2} = 22637,8 + 473,7 \approx 23111 \approx \mathbf{23100} \text{ Вт/м}^2/\text{К}$$

(при $\sigma_B = 200$ МПа) или

$$\text{ККТ} = \text{ККТ1} + \text{ККТ2} = 22637,8 + 65,4 \approx 22703 \approx \mathbf{22700} \text{ Вт/м}^2/\text{К}$$

(при $\sigma_B = 2000$ МПа).

Практически, вкладом второго слагаемого можно пренебречь. При этом получается, что коэффициент теплопроводности контакта практически обратно пропорционален суммарному значению «зазора», который прямо пропорционален изменению температуры. Очевидно, с учетом возможных отклонений преднатяга пружины, результат может составить такие значения:

Усилие натяга, Н	475	500	539
ККТ, Вт/м ² /К ($\sigma_B = 200$ МПа)	24300	23100	21400
ККТ, Вт/м ² /К ($\sigma_B = 2000$ МПа)	23900	22700	21100

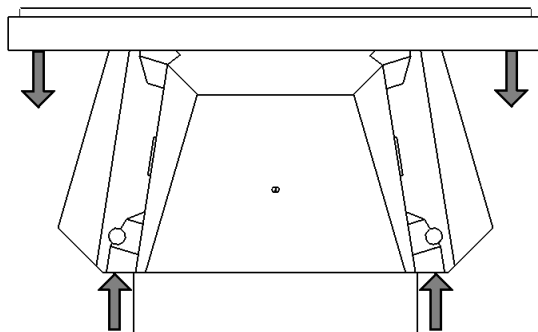


Рисунок 3 – Схема действия сил в системе «призма-крышка»

Выводы. Полученные результаты будут использованы при моделировании тепловых процессов в модели-сборке лазерного гироскопа, в которых будет учтено изменение теплоотвода через зоны контакта в зависимости от распределения температур в конструктиве.

Список литературы: 1. Джашишов В.Э., Панкратов В.М. Математические модели теплового дрейфа гироскопических датчиков инерциальных систем. – СПб.: ГНЦ РФ – ЦНИИ «Электроприбор», 2001. – 150 с. 2. Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с. 3. Мяченков В.И., Мальцев В.П. и др. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – 520 с. 4. Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю. Влияние температурных деформаций на точность работы лазерной бесплатформенной инерциальной навигационной системы // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2003. – №8, т. 3. – С. 53-56. 5. Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю. и др. Температурное поле резонатора кольцевого лазерного гироскопа при различной конфигурации теплоотводящих элементов // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2005. – № 20. – С. 3-8. 6. Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю. Уточнение расчетной модели кольцевого лазерного гироскопа на основе экспериментальных данных // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2005. – №47. – С. 153-158. 7. Шлыков Ю.П., Ганин Е.А. и др. Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 166 с.

Поступила в редколлегию 14.11.2007.

УДК 539.3

Т.В.ПОЛИЩУК, ОАО «Азовобщемаш», Мариуполь

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА НАКЛОНА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ: МОДЕЛИ ДЛЯ АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

У статті описані моделі для дослідження напружено-деформованого стану макету плавильної печі. Проведено генерацію геометрії, скінченно-елементної сітки з інтегрованою параметризацією розмірів, зусиль та параметрів скінченно-елементної сітки.

In this paper models for research of stressedly-deformed state of model of smelting furnace are described. The generation of geometry and finite-element net is conducted with integrated parameterization of dimensions, efforts and parameters of finite-element net.

Постановка задачи. Оптимальное проектирование механизма наклона плавильной печи (МНПП) для ЗАО «АзовЭлектроСталь» [1-3] предполагает в качестве одного из основных этапов многовариантное исследование кинематики, анализ распределения усилий в сопряжениях элементов механизма, а также определение напряженно-деформированного состояния (НДС). При этом подразумевается, что и геометрическая модель объекта, и его кинематическая, динамическая и конечно-элементная модели (КЭМ) обладают параметрическим описанием. Последнее предполагает, что все используемые, создаваемые и изменяемые модели генерируются в автоматизированном режиме и управляются при помощи некоторого множества обобщенных параметров [4, 5]. В большой степени это относится к этапу конечно-элементного анализа, который следует за этапом кинематического и силового анализа