

Вместе с тем можно отметить, что в большинстве случаев времена разворота приблизительно одинаковы и отличаются, как правило, на 5...10%. А если учесть, что первый способ характеризуется большей простотой вычислений, а следовательно меньшими затратами используемых ресурсов бортовой ЦВМ, то именно он может считаться более оптимальным.

Таким образом, по результатам сравнения двух способов разворота КА за минимальное время выбран оптимальный способ разворота для бортовой ЦВМ.

Библиографические ссылки

1. Алиев-Хетагов Р. С. Расчет минимальной продолжительности разворота космического аппарата

дистанционного зондирования Земли с использованием маховиков при смене режимов ориентации // Современные проблемы фундаментальных и прикладных наук : тр. 52-й науч. конф. Моск. физ.-техн. ин-та. М., 2009. Ч. 1, т. 1. С. 6–9.

2. Minimum-Time Attitude Maneuvers with Control Momentum Gyroscopes / G. R. Cooper, D. A. Tidman, M. L. Bundy, J. Kranton // AIAA Journal. 1970. Vol. 8, Iss. 8. P. 1523–1525.

3. Бранец В. Н., Казначеев Ю. В., Черток М. Б. Оптимальный разворот твердого тела с одной осью симметрии // Космич. исслед. Т. XXII, вып. 3. С. 352–360.

4. Раушенбах Б. В., Токарь Е. Н. Управление ориентацией космических аппаратов. М. : Наука. 1974.

R. S. Aliev-Hetegov

CALCULATION OF TIME-OPTIMAL MANEUVERS OF A SPACECRAFT IN CASE OF CHANGING MODES OF ORIENTATION

The author considers angular movement of a space vehicle. The spiro consists of two phases: workable control (in an apogee vicinity) during which the device is to solve a target problem, and duty control phase. During duty control phase of the orbit the problems of orbit correction performance are solved with the help of electrojet engines and gravitational unload of accumulated angular momentum of operating members, namely, flywheels. At the process, for transition to orbit correction modes or for transition into demanded orientation on workable control phase, program maneuvers of a space vehicle are made. From the point of view of increase in time taken for gravitational unload is expedient to minimize durations of maneuvers of a space vehicle. Comparison of two ways of maneuvers of a space vehicle, optimum on speed [1, 2], is made. Comparison is made by the results of mathematical modeling at various sets of initial data.

Keywords: Time-optimal attitude maneuvers.

© Алиев-Хетагов Р. С., 2012

УДК 62.83

С. О. Бойко, Н. А. Смирнов

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СОПРЯЖЕНИЯ РЕЗЬБ ТРЕУГОЛЬНОГО И ВЫПУКЛОГО ПРОФИЛЕЙ

Рассмотрена математическая модель напряженно-деформированного состояния резьбового сопряжения винта, имеющего выпуклый профиль резьбы, и гайки, имеющей треугольный профиль.

Ключевые слова: резьба, линейная, передача.

В современной технике имеется большое количество задач, в которых требуется применение высокоточных линейных приводов. Одной из важнейших составляющих линейного привода является линейная передача, обеспечивающая преобразование вращательного движения вала двигателя в поступательное движение выходного звена. На сегодняшний день запатентовано много различных линейных передач, преобразование движения в которых осуществляется за счет резьбового сопряжения. Одной из актуальных задач при проектировании резьбы является обеспечение заданной нагрузочной способности и жесткости.

Предложен теоретический расчет напряженно-деформированного состояния резьбового сопряжения винта, имеющего выпуклый профиль резьбы, и гайки, имеющей треугольный профиль (рис. 1). Все расчеты проведены в системе СИ.

Основные параметры резьбы: шаг S ; количество витков N ; диаметр вершин профиля резьбы d ; угол профиля резьбы α ; радиус профиля резьбы винта R ;

высота исходного профиля резьбы $h' = \frac{S}{2 \operatorname{tg} \alpha}$; высота

рабочего профиля резьбы $h = \frac{S}{2 \operatorname{tg} \alpha} - 0,05S$; угол

подъема резьбы $\gamma = \arctg \frac{S}{\pi d}$; коэффициент трения f ;
осевое усилие P .

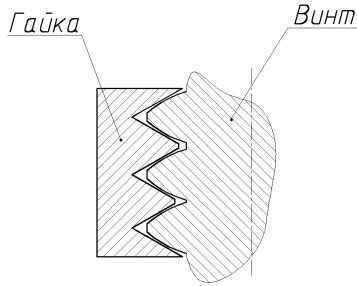


Рис. 1. Резьбовое сопряжение гайки с треугольным профилем резьбы и винта с выпуклым профилем резьбы

Исходя из того, что гайка имеет в качестве образующей профиля резьбы линию, а винт – дугу радиусом R , примем в качестве модели их сопряжения модель контакта цилиндра и плоскости, результатом взаимного сжатия которых является прямоугольная площадка, полуширина которой b определяется по формуле

$$b = 1,131 \sqrt{\frac{P R}{l} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)},$$

где P – усилие поджатия цилиндра к плоскости; R – радиус цилиндра; l – длина линии контакта; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона для материалов цилиндра и плоскости; E_1, E_2 – модули упругости для материалов цилиндра и плоскости [1].

Полная ширина прямоугольной площадки a , при сопряжении гайки с треугольным профилем резьбы и винта с выпуклым профилем радиусом R , определится по формуле

$$\begin{aligned} a &= 2 \cdot 1,131 \sqrt{\frac{P_n R}{l} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} = \\ &= 2,262 \sqrt{\frac{P_n R}{l} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}, \end{aligned}$$

где $l = N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2}$ – длина линии контакта.

Усилия в месте контакта (рис. 2) вычисляются по формулам

$$\begin{aligned} P_n &= P \cos \alpha \cos \gamma, \\ P_\tau &= P \sin \alpha \sin \gamma. \end{aligned}$$

Получим зависимости для определения нормальных и касательных напряжений в месте контакта двух резьб:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{конт}} &= \frac{P_n}{F} = \frac{P_n}{a \cdot l} = \\ &= \frac{P \cos \alpha \cos \gamma}{2,262 \sqrt{\frac{P R \cos \alpha \cos \gamma}{N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2}}}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\text{конт}} &= \frac{P_\tau \cdot f}{F} = \frac{P_\tau \cdot f}{a \cdot l} = \\ &= \frac{P \sin \alpha \sin \gamma \cdot f}{2,262 \sqrt{\frac{P R \cos \alpha \cos \gamma}{N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2}}}, \end{aligned}$$

где $F = a \cdot l$ – площадь площадки контакта двух резьб.

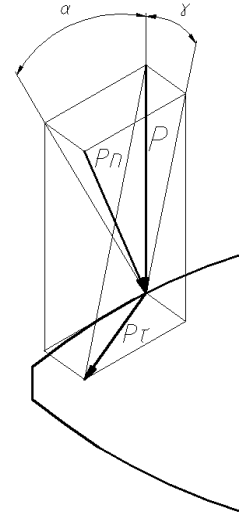


Рис. 2. Схема распределения осевого усилия на выпуклом профиле резьбы

Определим изгибные напряжения в резьбе винта (рис. 3):

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M}{W},$$

где $W = \frac{bh^2}{6}$ – момент сопротивления сечения.

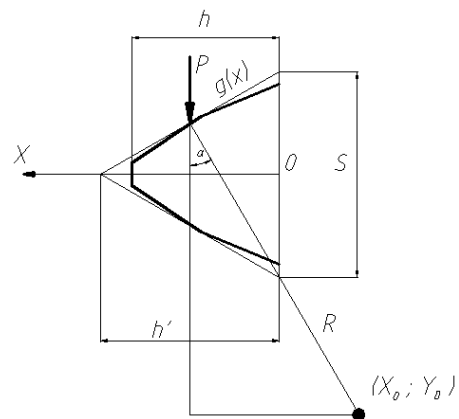


Рис. 3. Схема для расчета изгибных напряжений в выпуклой резьбе

Запишем выражение

$$\tau_{\text{max}} = \frac{3 P}{2 F},$$

где F – площадь поперечного сечения [1].

Так как момент сопротивления является функцией высоты профиля резьбы, определим закон ее изменения. Принимая за начало координат центр основания профиля резьбы, получим: $(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 = R^2$ [2] – уравнение окружности, где x_0, y_0 – координаты центра окружности; $g(x) = 2(\sqrt{R^2 - (x - x_0)^2} + y_0)$ – уравнение профиля выпуклой резьбы винта; $W(x) = \frac{l \cdot g(x)^2}{6}$.

Найдем центр окружности:

$$x_0 = \frac{h'}{2} - R \sin \alpha = \frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha} - R \sin \alpha,$$

$$y_0 = \frac{S}{4} - R \cos \alpha,$$

$$g(x) = 2 \cdot \left(\sqrt{R^2 - \left(x - \left(\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha} - R \sin \alpha\right)\right)^2} + \frac{S}{4} - R \cos \alpha \right),$$

где x изменяется от 0 до $\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha}$.

Таким образом, закон изменения момента сопротивления определится выражением

$$W(x) = \frac{2N \cdot \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2}}{3} \times \left(\frac{\sqrt{R^2 - \left(x - \left(\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha} - R \sin \alpha\right)\right)^2} + \frac{S}{4} - R \cos \alpha}{3} \right)^2.$$

Изгибные нормальные напряжения также превращаются в функцию высоты профиля резьбы:

$$M(x) = P \cdot x,$$

где x изменяется от 0 до $\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha}$.

Запишем

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3Px}{2N \cdot \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} \times \left(\sqrt{R^2 - \left(x - \left(\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha} - R \sin \alpha\right)\right)^2} + \frac{S}{4} - R \cos \alpha \right)^2}.$$

Изгибные касательные напряжения также являются функцией высоты профиля резьбы:

$$\tau_{\text{max}}(x) = \frac{3}{2} \frac{P}{l \cdot g(x)} = \frac{3}{4} \frac{P}{N \cdot \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} \times \left(\sqrt{R^2 - \left(x - \left(\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha} - R \sin \alpha\right)\right)^2} + \frac{S}{4} - R \cos \alpha \right)}.$$

Определим изгибные напряжения в треугольной резьбе гайки (рис. 4).

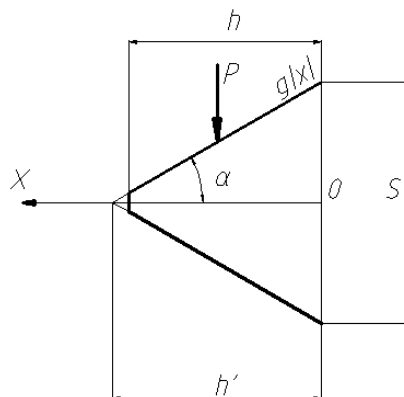


Рис. 4. Схема для расчета изгибных напряжений в треугольной резьбе

Определим уравнение профиля треугольной резьбы гайки. Принимая за начало координат центр основания профиля резьбы, получим уравнение профиля треугольной резьбы гайки:

$$g(x) = -2 \operatorname{tg} \alpha \cdot x + S,$$

а также

$$W(x) = \frac{l \cdot (-2x \operatorname{tg} \alpha + S)^2}{6} = \frac{N \cdot \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} \cdot (-2x \operatorname{tg} \alpha + S)^2}{6},$$

где x изменяется от 0 до $\frac{S}{4 \operatorname{tg} \alpha}$.

Изгибные нормальные напряжения в треугольной резьбе определяются формулой

$$\sigma_{\text{изг}}(x) = \frac{6M(x)}{N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} (-2x \operatorname{tg} \alpha + S)^2} = \frac{6Px}{N \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} (-2x \operatorname{tg} \alpha + S)^2}.$$

Анализируя данную зависимость, можно сделать вывод о том, что при равных параметрах резьбы и при одинаковых нагрузках треугольная резьба обладает большей несущей способностью, чем выпуклая, ввиду возникновения меньших нормальных напряжений.

Изгибные касательные напряжения в треугольной резьбе также являются функцией высоты профиля резьбы:

$$\tau_{\text{max}}(x) = \frac{3}{2} \frac{P}{l \cdot g(x)} = \frac{3}{2} \frac{P}{N \cdot \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} \cdot (-2x \operatorname{tg} \alpha + S)}.$$

Анализируя данную зависимость, можно сделать вывод о незначительном различии в величине касательных изгибных напряжениях между треугольной и выпуклой резьбами.

Используя полученные математические зависимости, можно на стадии проектирования винта и гайки

рассчитать контактные и изгибные напряжения, возникающие в процессе нагружения в резьбе. Кроме того, варьируя шагом, диаметром, углом профиля, радиусом выпуклости резьбы, можно подобрать такую резьбу, которая бы отвечала заданным требованиям по жесткости и нагрузочной способности.

Библиографические ссылки

1. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев : Наукова думка, 1975.
2. Ефимов Н. В. Краткий курс аналитической геометрии : учеб. пособие. М. : Физматлит, 2005.

S. O. Boyko, N. A. Smirnov

ESTIMATION OF INTENSIVELY-DEFORM STATE OF BLENDING OF THREADS OF TRIANGULAR AND BUCKLED PROFILES

In the article the authors consider a mathematical model of intensively-deform state of screw joint of wind stick, which has a buckled thread profile, and a nut, with triangular profile.

Keywords: thread, linear, drive.

© Бойко С. О., Смирнов Н. А., 2012

УДК 621.316

А. В. Гордеев, Н. Н. Горяшин, А. С. Сидоров

АНАЛИЗ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ШУНТОВОМ СТАБИЛИЗАТОРЕ НАПРЯЖЕНИЯ КОРОТКОЗАМЫКАЮЩЕГО ТИПА*

Представлены результаты анализа потерь мощности в шунтовом стабилизаторе напряжения короткозамыкающего типа в зависимости от длины кабельной линии и коэффициента заполнения, полученные путем имитационного моделирования в формате P-Spice пакета MicroCAP. Показано, что потери мощности в данном стабилизаторе составляют около 30 % от суммарных потерь, а остальные потери приходятся на шунтирующие и блокирующие диоды СБ, токосъемные кольца и кабельную линию.

Ключевые слова: шунтовой стабилизатор, солнечная батарея, потери мощности.

В настоящее время солнечные батареи (СБ) являются основным источником электроэнергии на борту космического аппарата (КА), функционирующего на околоземной орбите. Для стабилизации выходного напряжения СБ в системах электропитания (СЭП) геостационарных КА широкое применение нашли шунтовые стабилизаторы (ШС) напряжения короткозамыкающего типа, которые имеют минимальный набор компонентов и не требуют дросселей для сглаживания пульсаций входного и выходного токов, благодаря чему они обладают хорошими удельными характеристиками [1; 2]. Однако основной недостаток преобразователей данного типа связан с динамическими потерями мощности, обусловленными рассеиванием запасенного заряда паразитной емкостью СБ в кабельной линии и цепи ключевого элемента (КЭ) [3; 4].

С повышением мощности СЭП геостационарных КА более нескольких киловатт задача энергосбереже-

ния путем снижения потерь становится особенно актуальной. Для решения этой задачи необходимо провести комплексную оценку потерь во всех подсистемах системы регулирования мощности СБ для определения основных источников потерь. Таким образом, целью данного исследования является оценка статических и динамических потерь в системе регулирования мощности СБ на основе шунтовых стабилизаторов напряжения короткозамыкающего типа путем математического моделирования.

Модель СБ. Традиционно модель панели СБ вне зависимости от используемых материалов и количества каскадов представляют в виде нелинейного источника тока, моделирующего вольт-амперную характеристику (ВАХ) СБ, и параллельно включенной постоянной емкости, которая характеризует заряд, накапливаемый (отдаваемый) нелинейной емкостью СБ при переходе из точки короткого замыкания (КЗ) в точку максимальной мощности [2–4].

* Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (соглашение 14.В37.21.1550 «Повышение эффективности преобразования электрической мощности солнечной батареи на основе многокаскадных фотопреобразователей, работающей в составе системы электропитания космического аппарата»).