

УДК 621.833.7

DOI 10.18698/0536-1044-2016-4-16-21

Исследование заклинивания в зацеплениях несиловых волновых передач

Г.А. Тимофеев, Е.О. Подчасов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Analysis of Jamming in Gearings of Non-Power Harmonic Drives

G.A. Timofeev, E.O. Podchasov

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: timga@bmstu.ru

i В настоящее время волновые зубчатые передачи (ВЗП) нашли широкое применение в механизмах систем автоматического управления и настройки радиоэлектронной аппаратуры, в приводах антенн, робототехнических систем и летательных аппаратов, в записывающих приборах и т. д. ВЗП является разновидностью планетарной передачи с внутренним зацеплением колес с малой разностью чисел зубьев, поэтому проблемы заклинивания зубьев жесткого и гибкого колес ВЗП касаются и этих передач. Заклинивание зубьев в ВЗП с дисковым генератором волн внутреннего деформирования может привести к проскоку генератора волн, а заклинивание зубьев в ВЗП с кольцевым генератором волн внешнего деформирования — к поломке гибкого колеса или подшипников генератора волн. В связи с этим исключение заклинивания в зацеплении зубьев колес ВЗП на стадии проектирования является актуальной задачей. Приведены результаты теоретического исследования заклинивания кинематических ВЗП с дисковыми генераторами волн внутреннего деформирования и кольцевыми генераторами волн внешнего деформирования. Результаты исследования позволяют на стадии проектирования исключить интерференцию зубьев колес ВЗП.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, генератор волн внутреннего деформирования, генератор волн внешнего деформирования, заклинивание, гибкое зубчатое колесо, жесткое зубчатое колесо.

i Nowadays, harmonic drives are widely used in mechanisms of automatic control and radiolocation systems; in drives of aeriels, robotic systems and aircraft; in recording devices, etc. Harmonic drive is a type of planetary drive with internal gearing with a small difference in the number of teeth, therefore jamming problems of the circular and flex spline teeth are relevant for this type of drive. If jamming occurs in a harmonic drive with a disk wave generator of internal deformation, it may lead to slippage of the wave generator. If the teeth are jammed in a harmonic drive with a circular wave generator of external deformation, it may cause damage to the flex spline or wave generator bearings. That is why it is important to eliminate teeth jamming at the design stage. The article presents the results of the theoretical analysis of jamming in kinematic harmonic drives with disk wave generators of internal deformation and circular wave generators of external deformation. The results obtained allow eliminating harmonic drive meshing interference at the design stage.

Keywords: harmonic drive, wave generator of internal deformation, wave generator of external deformation, jamming, flexible gear, rigid gear.

Волновая зубчатая передача (ВЗП) представляет собой конструктивную разновидность планетарной передачи с внутренним зацеплением, характерной особенностью которой является использование сателлита, деформируемого в процессе передачи движения [1]. При малой разности зубьев гибкого z_f и жесткого z_j колес получается большое передаточное отношение ВЗП. Гибкость оболочки (гибкого колеса) позволяет обеспечить передачу движения с сателлита на ведомый вал и приспособиться к взаимодействию с жестким зубчатым колесом. Гибкость гибкого колеса позволяет иметь несколько зон зацепления (чаще две).

Экспериментальные исследования и эксплуатация волновых передач показали, что ВЗП выходят из строя вследствие нарушения условий усталостной прочности гибкого колеса [2, 3], превышения предельного момента нагрузки [3] и заклинивания зубьев неверно рассчитанного зацепления ВЗП [4–6].

Цель работы — создание методики расчета геометрии кинематических (несиловых) ВЗП, обеспечивающей устранение заклинивания зубьев.

В таких передачах предельные значения нагрузки на выходном валу ВЗП обеспечивают выборку зазоров в зацеплении зубьев гибкого и жесткого колес, но не изменяют расчетную форму срединной линии гибкого колеса.

Особенностью зацепления ВЗП, разработанных за многие годы на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана, является основанный на теории внутреннего эвольвентного зацепления расчет геометрических параметров передачи. Конструкции генераторов волн рассматриваемых ВЗП при внутреннем и внешнем деформировании гибкого колеса обеспечивают постоянную кривизну его срединного слоя на двух участках зон зацепления, ограниченных центральными углами 2β облегания гибкого колеса генератором волн. Два других участка гибкого колеса имеют свободную форму деформации. На участках постоянной кривизны зубчатое зацепление волновой передачи рассматривается как внутреннее эвольвентное зацепление жесткого колеса с числом зубьев z_j и условного колеса, имеющего параметры гибкого колеса и расчетное число зубьев z_y .

Такой подход к расчету волнового зацепления позволяет рассчитывать как двухступенчатые волновые передачи, так и ВЗП с волно-

вой муфтой, в которых при соответствующем выборе параметров можно исключить заклинивание.

Заклинивание в ВЗП, рассчитанной по методике, описанной в работах [6–9], происходит в двух случаях:

при упоре вершин зубьев колес на выходе зубьев ВЗП из зацепления;

при соприкосновении вершины зуба одного колеса с переходным профилем другого.

Рассмотрим первый случай заклинивания на примере ВЗП с кольцевым генератором волн внешнего деформирования. Этот вид заклинивания при упоре вершин эвольвентных зубьев колес происходит потому [7], что во внутреннем зацеплении эвольвенты \mathcal{E}_j и \mathcal{E}_y , кроме касания на линии зацепления, могут пересекаться в точке X (рис. 1). Положение этой точки определяется углом φ , откладываемым от межосевой линии O_jO_y и радиусом-вектором ρ_o , ограничивающим окружность вершин условного колеса. Угол φ определяют из уравнения

$$C - \text{tg}(\arccos D) + \arccos D + G = 0, \quad (1)$$

где C, D, G — коэффициенты.

В уравнении (1)

$$C = u_o \varphi - \arctg \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi - (u_o - 1) / (\rho_o u_o \cos \alpha_w)};$$

$$D = \frac{\cos \alpha_w}{\sqrt{E - L}};$$

$$G = -(u_o - 1) \text{inv} \alpha_w + u_o \text{tg} \left(\arccos \frac{1}{\rho_o} \right) -$$

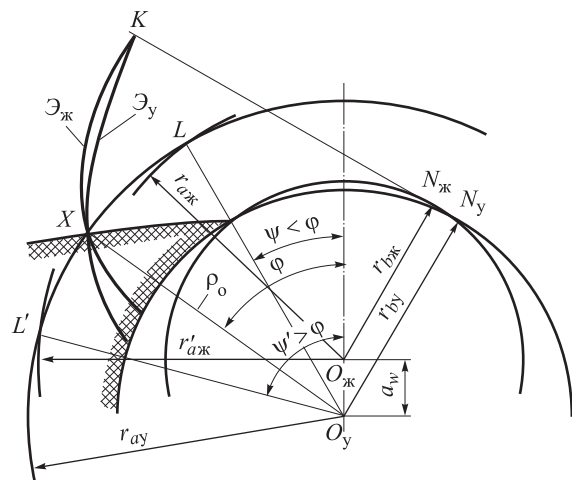


Рис. 1. Картина волнового эвольвентного зацепления для определения заклинивания при упоре вершин зубьев

$$-u_0 \arccos\left(\frac{1}{\rho_0}\right),$$

где $u_0 = z_y/z_{ж}$ — передаточное число; $\rho_0 = r_{ay}/r_{by}$; α_w — угол зацепления волновой передачи,

$$\alpha_w = \arccos \frac{m(z_y - z_{ж}) \cos \alpha}{2a_w};$$

$$E = u_0^2 \cos \alpha_w \rho_0^2 + (u_0 - 1)^2;$$

$$L = 2u_0 \rho_0 (u_0 - 1) \cos \alpha_w \cos \varphi.$$

Радиус окружности вершин условного колеса r_{ay} и радиус основной окружности условного колеса r_{by} определяют по выражениям

$$r_{ay} = m \left(\frac{z_y}{2} \pm h_{ak}^* + c^* \right);$$

$$r_{by} = m \frac{z_y}{2} \cos \alpha,$$

где m — модуль зацепления; $h_{ak}^* \leq h_a^*$ — коэффициент высоты зуба, $h_{ak}^* = 0,7 \dots 1,0$; c^* — коэффициент радиального зазора.

В формуле для определения радиуса r_{ay} и далее верхний знак (в данном случае «+») относится к передаче внутреннего деформирования с дисковым генератором волн, нижний (в данном случае «-») — к передаче внешнего деформирования с кольцевым генератором волн.

Заклинивание при упоре вершин отсутствует, если угловая координата ψ пересечения вершин зубьев условного и жесткого колес будет меньше угла φ .

Угол ψ :

• для ВЗП с кольцевым генератором волн

$$\psi = \arccos \left(\frac{r_{ay}^2 + a_w^2 - r_{аж}^2}{2r_{ay}a_w} \right); \quad (2)$$

• для ВЗП с дисковым генератором волн

$$\psi = \arccos \left(\frac{r_{аж}^2 - r_{ay}^2 + a_w^2}{2r_{аж}a_w} \right), \quad (2')$$

где a_w — эксцентриситет установки деформирующего кольца или диска.

В уравнениях (2) и (2')

$$a_w = \pm r_{с.г} \left(1 \pm \frac{w_0}{r_{с.г}} \right) - r_{с.у},$$

где $r_{с.г}$ — радиус срединной окружности недеформированного гибкого колеса, $r_{с.г} = r_{с.у} z_{г} / z_{у}$; w_0 — радиальная деформация по вертикальной оси; $r_{с.у}$ — радиус дуги срединной линии деформированного гибкого колеса в зоне зацепления.

Радиус $r_{с.у}$ определяют по формуле

$$r_{с.у} = m \left(\frac{z_{г}}{2} \mp h_a^* \pm c^* \mp \frac{h_c}{2m} + x_{г} \right),$$

где h_a^* — коэффициент высоты зуба инструмента; $x_{г}$ — коэффициент смещения исходного производящего контура при нарезании гибкого колеса с внутренними зубьями; h_c — толщина оболочки гибкого колеса под зубчатым венцом.

По приведенным выше формулам были вычислены значения углов $\varphi = \varphi(u_0, \alpha_w, \rho_0)$ и в полярной системе координат построены номограммы (рис. 2). Зная значения u_0, α_w, ρ_0 и ψ , по этим номограммам можно провести проверку на отсутствие заклинивания в проектируемой передаче. Если условие отсутствия заклинивания не выполнено, т. е. $\varphi < \psi$, то при небольшой разнице между φ и ψ заклинивания можно избежать, уменьшив высоту зубьев колес. Для этого принимается условие $h_{ak}^* < h_a^*$ и после пересчета r_{ay} и $r_{аж}$ вновь проводится проверка на отсутствие заклинивания. Применение формул внутреннего эвольвентного за-

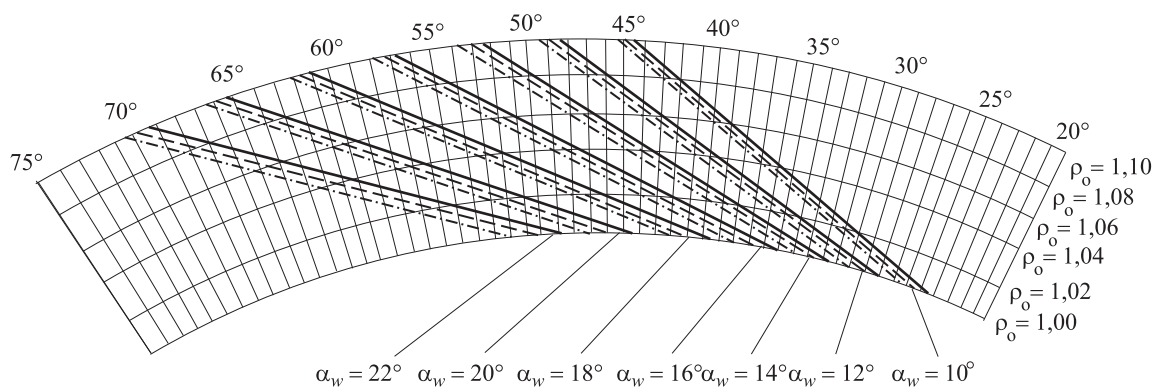


Рис. 2. Номограмма для определения заклинивания в ВЗП:

— $u_0 = 1,02$; ---- $u_0 = 1,06$; - · - · - $u_0 = 1,10$

цепления при расчете заклинивания возможно при угле облегания $\beta \geq \psi$. Как показали исследования [7], уменьшение угла зацепления до $10...12^\circ$ при соответствующих коэффициентах смещения исходного контура уменьшает углы ψ до $25...30^\circ$. Это позволяет проектировать и строго теоретически рассчитывать волновые передачи с малыми углами зацепления и углами облегания $\beta > 30^\circ$.

Рассмотрим второй случай заклинивания с целью вывода зависимостей, удовлетворяющих его отсутствию. На рис. 3 приведена схема волнового зацепления жесткого колеса с внешними зубьями и гибкого колеса, имеющего расчетное число зубьев z_y .

Из рис. 3 имеем

$$r_{B'} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{ay}^2 - r_{by}^2} - a_w \sin \alpha_w\right)^2 + r_{bж}^2}; \quad (3)$$

$$r_{B''} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{aj}^2 - r_{bj}^2} - a_w \sin \alpha_w\right)^2 + r_{bж}^2}. \quad (4)$$

Для определения значений граничных радиусов $r_{lж}$ и r_{ly} зубчатых колес рассмотрим станочные зацепления этих колес с режущим инструментом. Жесткое колесо нарезается червячной фрезой, поэтому его граничный радиус определим по формуле

$$r_{lж} = \frac{m}{2} \sqrt{\left(z_{ж} + 2h_a^* + 2x_{ж}\right)^2 + 4\left(\frac{h_a^* - x_{ж}}{\operatorname{tg} \alpha}\right)^2}. \quad (5)$$

Для условного колеса, нарезанного долбяком, имеем

$$r_{ly} = \sqrt{\left(a_{oy} \sin \alpha_{oy} + \sqrt{r_{ao}^2 - r_{bo}^2}\right)^2 + r_{by}^2}, \quad (6)$$

где a_{oy} — станочное межосевое расстояние; α_{oy} — угол станочного зацепления условного колеса с долбяком; r_{ao} — окружность вершин долбяка; r_{bo} — основная окружность долбяка; $x_{ж}$ — коэффициент смещения исходного контура инструмента при нарезании жесткого колеса.

Условия отсутствия заклинивания запишем в следующем виде:

для жесткого колеса

$$r_{B'} \geq r_{lж}; \quad (7)$$

для условного колеса

$$r_{B''} \leq r_{ly}. \quad (8)$$

После подстановок соответствующих значений в выражения (7), (8) и несложных преобра-

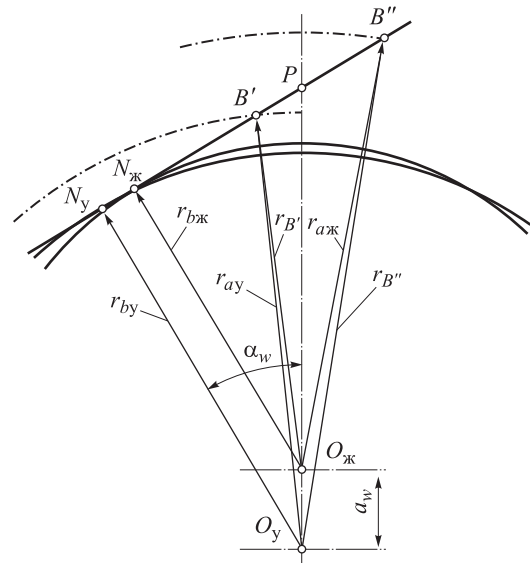


Рис. 3. Схема волнового зацепления для определения касания вершины зуба жесткого колеса с переходным профилем гибкого колеса

зований получим выражения для проверки отсутствия заклинивания при соприкосновении вершин зубьев жесткого и условного колес с соответствующими переходными профилями:

$$\begin{aligned} & \left[z_y \operatorname{tg} \alpha_{ay} - (z_y - z_{ж}) \operatorname{tg} \alpha_w \right] \geq \\ & \geq m \left(\frac{z_{ж}}{2} \sin \alpha - \frac{h_a^* - x_{ж}}{\sin \alpha} \right); \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \left[z_{ж} \operatorname{tg} \alpha_{aj} - (z_y - z_{ж}) \operatorname{tg} \alpha_w \right] \leq \\ & \leq \left[(z_y - z_o) \operatorname{tg} \alpha_{oy} - z_o \operatorname{tg} \alpha_{ao} \right], \end{aligned} \quad (10)$$

где z_o — число зубьев долбяка.

В алгоритм геометрического расчета ВЗП с генераторами волн внешнего деформирования вводят ограничения по заклиниванию при упоре вершин зубьев колес (1) и при соприкосновении вершин зубьев условного и жесткого колес с соответствующими переходными профилями (9) и (10). Как показали расчеты, в диапазоне исследуемых параметров основным является ограничение при упоре вершин зубьев колес на выходе зубьев из зацепления.

Выводы

Кинематические волновые зубчатые передачи, рассчитанные по предложенному алгоритму, эффективно работают в реальных приводах систем автоматического управления и имеют высокие технические характеристики, что обусловлено отсутствием в них заклинивания.

Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.
- [2] Стрельников В.Н., Суков Г.С., Суков М.Г. Устранение интерференции зубьев в крупной волновой передаче. *Вестник национального технического университета «ХПИ»*, 2013, № 41, с. 133–146.
- [3] Полетучий А.И., Стеценко Я.А. Оптимизация параметров волновой передачи по предельному вращающему моменту. *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*, 2007, № 37, с. 73–79.
- [4] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. *Машиностроение и инженерное образование*, 2012, № 2, с. 45–52.
- [5] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Исследование интерференции зубьев в нагруженной волновой передаче. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 4, с. 12–19.
- [6] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 654 с.
- [7] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1997. 358 с.
- [8] Тимофеев Г.А., Тарабарин В.Б., Яминский А.В. *Конструкции и САПР ВЗП с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования*. Москва, ВИНТИ, 1988. 71 с.
- [9] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Сравнительный анализ схемных решений приводов с волновыми зубчатыми передачами для следящих систем. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2015, № 4, с. 109–118.

References

- [1] Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental' slovar* [Mechanics machines. Fundamental words]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2000. 904 p.
- [2] Strel'nikov V.N., Sukov G.S., Sukov M.G. Ustranenie interferentsii zub'ev v krupnoi volnvoi peredache [Eliminating the interference of teeth in a large wave transmission]. *Vestnik natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta «KhPI»* [Bulletin of National Technical University «KPI»]. 2013, no. 41, pp. 133–146.
- [3] Poletuchii A.I., Stetsenko Ia.A. Optimizatsiia parametrov volnvoi peredachi po predel'nomu vrashchaiushchemu momentu [Optimization parameters of the wave transmission torque limit]. *Otkrytye informatsionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii* [Public information and computer integrated technologies]. 2007, no. 37, pp. 73–79.
- [4] Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. Matematicheskaiia model' volnvoi zubchatoi peredachi s diskovym generatorom voln [Mathematical model of a harmonic drive with the disk wave generator]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Industry and Engineering Education]. 2012, no. 2, pp. 45–52.
- [5] Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. Issledovanie interferentsii zub'ev v nagruzhennoi volnvoi peredache [Analysis of meshing interference in a loaded harmonic drive]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2015, no. 4, pp. 12–19.
- [6] *Teoriia mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and mechanics of machines]. Ed. Timofeev G.A. Moscow, Bauman Press, 2012. 654 p.
- [7] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia volnovykh zubchatykh peredach dlia privodov slediashchikh system*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and design of wave gear drives for servo systems. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1997. 358 p.
- [8] Timofeev G.A., Tarabarin V.B., Iaminskii A.V. *Konstruktsii i SAPR VZP s generatorami voln vnutrennego i vneshnego deformirovaniia* [CAD design and VSP wave generators with internal and external strain]. Moscow, VINITI publ., 1988. 71 p.

- [9] Timofeev G.A., Samoiloва M.V. Sravnitel'nyi analiz skhemnykh reshenii privodov s volnovymi zubchatymi peredachami dlia slediashchikh system [Comparative analysis of the wave gear drive kinematic diagram for servo-type mechanisms]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2015, no. 4, pp. 109–118.

Статья поступила в редакцию 25.01.2016

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

ПОДЧАСОВ Евгений Олегович (Москва) — инженер кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

PODCHASOV Evgeniy Olegovich (Moscow) — Engineer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышел в свет учебник
М.В. Добровольского

«Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования»

Изложены основы проектирования жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Даются основные положения теории, методы расчета и описание узлов и агрегатов двигательных установок с ЖРД. Рассмотрены процессы расширения газов в соплах, смесеобразования и теплообмена, а также методы профилирования сопел, расчета форсунок, определения форм и объема камеры сгорания. Приведены системы подачи с турбонасосными агрегатами и вытеснительные системы подачи с газовым, пороховым и жидкостным аккумуляторами давления. Изложены методики и примеры расчетов элементов конструкции и ЖРД в целом.

Третье издание (1-е — 1968 г., 2-е — 2005 г.) дополнено параметрами отечественных и зарубежных ЖРД конца XX в. Соответствует курсам лекций, читаемых в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов и магистрантов высших технических учебных заведений. Может быть полезен также инженерам и аспирантам, специализирующимся в области ракетной техники.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru