

УДК 621.83

Методика проектирования червячных передач с учетом неравномерности вращения ведомого вала

Л.А. Андриенко, В.А. Вязников

В существующих методиках проектных расчетов червячных передач (ЧП) динамические нагрузки учитываются только при окружных скоростях $V > 3$ м/с. Однако даже при малых окружных скоростях динамические нагрузки в зацеплении ЧП могут оказаться существенно выше проектных, поскольку они зависят не только от погрешности самого зацепления и окружной скорости, но и от типа подшипников, на которых установлены валы, погрешностей изготовления и монтажа деталей подшипниковых узлов, что не учитывают общепринятые методики. Предлагаемая методика учитывает погрешности зацепления и сборки передачи, тип и деформацию подшипников, а также их вибрацию и, как следствие, неравномерность вращения ведомого вала. В основе разработанной методики лежит расчет функции неравномерности вращения тихоходного вала ЧП. Адекватность полученных теоретических результатов подтверждена экспериментами, проведенными на испытательном стенде. Методика позволяет при проектировании проанализировать правильность выбранных параметров, поскольку они влияют на спектральный состав функции неравномерности вращения и нагруженность привода в целом. Исследования показали: влияние вибраций подшипниковых узлов на нагрузки в ЧП составляют примерно 15...30%, что соответствует снижению точности передачи на одну степень; для уменьшения уровня вибраций и нагруженности ЧП предпочтительно использовать роликовые подшипники, так как сближение колец шариковых подшипников может превысить допуск на изготовление.

Ключевые слова: проектирование, червячные передачи, погрешности зацепления, деформация, вибрация подшипников.

A worm gear design method taking into account the uneven rotation of a driven shaft

L.A. Andrienko, V.A. Vyaznikov

A new method of designing worm gears is suggested. The method takes into account the influence of the deformation of bearings on the tolerances of the gear parameters. The existing worm gear design methods account for dynamic loads only at peripheral speeds $V > 3$ m/s. However, studies have shown that dynamic loads in worm gears can be significantly higher than the design loads even at low circumferential speeds. This is due to the fact that they depend not only on the accuracy of gearing and the peripheral speed, but also on the type of bearings mounted on the shafts and manufacturing and assembly errors of bearing units, which is ignored by conventional techniques. The proposed technique allows for the engagement and assembly errors, the type and deformation of bearings, their



АНДРИЕНКО

Людмила Анатольевна
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ANDRIENKO

Lyudmila Anatol'evna
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ВЯЗНИКОВ

Вадим Аркадьевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

VYAZNIKOV

Vadim Arkad'evich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

vibration, and the resulting uneven rotation of the driven shaft. The developed technique implies the calculation of the speed variation function of the worm gear slow-speed shaft. The adequacy of the obtained theoretical results is confirmed by the test bench experiments. This technique makes it possible to check the accuracy of the parameters chosen, which is important because they affect the spectrum of the speed variation function and the level of loads acting on the drive as a whole. The results of research have shown that the effect of vibrations on the bearing loads is within 15...30 %, which reduces the gear accuracy degree by unity. To decrease gear vibrations and acting loads, it is desirable to use roller bearings because the convergence of rings in ball bearings can exceed the manufacturing tolerance. The results of the study will be useful in the design of worm gears that are widely used in general engineering drives.

Keywords: design, worm gears, gearing error, deformation, vibration of bearings.

Существующая в настоящее время методика проектирования червячных передач (ЧП), устанавливаемых в привод только по нагрузочной способности (при заданном сроке службы) без учета точностных параметров, которые обуславливают неравномерность вращения тихоходного вала, не исключает вероятности преждевременного выхода из строя.

Точность ЧП в собранном виде по действующим нормативным документам определяется кинематометрированием, которое осуществляется без нагрузки и на «ползучих» скоростях.

Как известно, во время работы привода при проектных нагрузке и частотах вращения валов происходят динамические процессы, зависящие от точности, т. е. от погрешностей изготовления и монтажа узлов привода, в первую очередь, ЧП. Погрешности вызывают упругие поперечно-крутильные колебания валов и колес, что приводит к неравномерности вращения приводного вала рабочего механизма, а вместе с тем и к увеличению нагрузок на основные элементы передач.

В настоящее время в проектных расчетах ЧП динамические нагрузки в них определяются коэффициентом K_d , который зависит от окружной скорости V ; при $V < 3$ м/с $K_d = 1$ [1]. Одна-

ко, как показали исследования, даже при малых окружных скоростях динамические нагрузки в зацеплении ЧП могут оказаться существенно выше проектных. Это связано с тем, что они зависят не только от погрешности самого зацепления и окружной скорости, но и от типа подшипников, на которых установлены валы, погрешностей их изготовления и монтажа, что не учитывают общепринятые методики [2, 3].

В основу предлагаемой методики положен расчет функции неравномерности вращения тихоходного вала ЧП. Методика учитывает погрешности изготовления и монтажа передачи, а также деформацию червячного зацепления, подшипниковых узлов и их вибрации.

Функция неравномерности вращения тихоходного вала ЧП может быть представлена в виде суммы двух слагаемых:

$$\delta\varphi_s(\omega t) = \delta\varphi(\omega t) + \delta\varphi_n(\omega t). \quad (1)$$

Здесь $\delta\varphi(\omega t)$ — составляющая функции, обусловленная погрешностями зацепления и деформациями подшипников, приведенная к средней плоскости червячного колеса, угл. мин,

$$\begin{aligned} \delta\varphi(\omega t) = & 6,9 / d_2 \left[F_{p2} \cos(\omega_2 t + \xi_2) + \right. \\ & + f_{hk} \cos(\omega_1 t + \xi_1) + f_{f1} \cos(Z_1 \omega_1 t + \\ & + \xi_{f1}) + f_{f2} \cos(Z_2 \omega_2 t + \xi_{f2}) + \\ & + \delta_{i_{n1}} \cos(\omega_1 t + \xi_{n1}) + \delta_{i_{n2}} \cos(\omega_2 t + \xi_{n2}) + \\ & \left. + \delta_{c.3} \cos(Z_2 \omega_2 t + \xi_{c.3}) \right], \end{aligned} \quad (2)$$

где $6,9/d_2$ — коэффициент перевода линейных величин погрешностей в угл. мин; F_{p2} — допуск на накопленную погрешность шага червячного колеса, мкм; f_{hk} — погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка, мкм; f_{f1} и f_{f2} — погрешности профиля витка червяка и зуба червячного колеса, мкм; $\delta_{i_{n1}}$, $\delta_{i_{n2}}$ — приведенные упругие перемещения в подшипниковых узлах, мкм; $\delta_{c.3}$ — упругие перемещения в червячном зацеплении, мкм; d_2 — начальный диаметр червячного колеса, мм; ξ_1 , ξ_2 , ξ_{f1} , ξ_{f2} , ξ_{n1} , ξ_{n2} , $\xi_{c.3}$ — фазовые углы, задающие первоначальную ориентацию векторов погрешностей изготовления, монтажа,

упругих перемещений подшипниковых узлов и зацепления, рад. При отсутствии специальных требований к точности сборки фазовые углы являются случайными величинами, изменяющиеся от 0 до 2π .

Теоретические упругие перемещения в подшипниковых узлах без учета погрешностей определяются по известной зависимости [4]

$$\delta_{\text{п}} = \beta \frac{K_{\text{п}}}{\cos \alpha} \left(\frac{Q}{X_{\text{п}}} \right)^{\gamma} + \frac{4k}{\pi} \frac{D+d}{BDd} R_{\text{п}} - G_{\text{хр}} / 2. \quad (3)$$

Здесь β — коэффициент, учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике; $X_{\text{п}}$ — размер тела качения подшипника, для шарикового подшипника $X_{\text{п}} = d_{\text{ш}}$, для роликового — $X_{\text{п}} = l_{\text{ш}}$; α — угол контакта в подшипнике; Q — сила, действующая на наиболее нагруженное тело качения; $K_{\text{п}}$ и γ — коэффициенты, зависящие от типа подшипника; D , d и b — размеры подшипника; $R_{\text{п}}$ — сила, действующая на подшипник; k — коэффициент, зависящий от типа посадки колец подшипника на вал и в корпус; $G_{\text{хр}}$ — радиальный зазор в подшипнике.

Однако даже при достаточно высоком качестве изготовления самих подшипников качения характеристики подшипникового узла в целом могут быть неудовлетворительными. Это связано как с ошибками изготовления деталей подшипникового узла, так и с погрешностями его монтажа.

В работе [2] разработаны математические модели по определению упругих перемещений в подшипниковых узлах, учитывающие погрешности изготовления посадочных поверхностей и дорожек качения колец подшипника, а также перемещения, обусловленные контактными деформациями в посадочных местах подшипников. Рассчитанные по этим моделям кривые относительных перемещений в подшипниках $\delta_{\text{о погр}}/\delta_{\text{о теор}}$ в зависимости от их относительной нагруженности F_r/C_r для разных радиальных зазоров приведены на рис. 1. При средних значениях радиальных зазоров в подшипниках представленные кривые аппроксимированы следующей зависимостью:

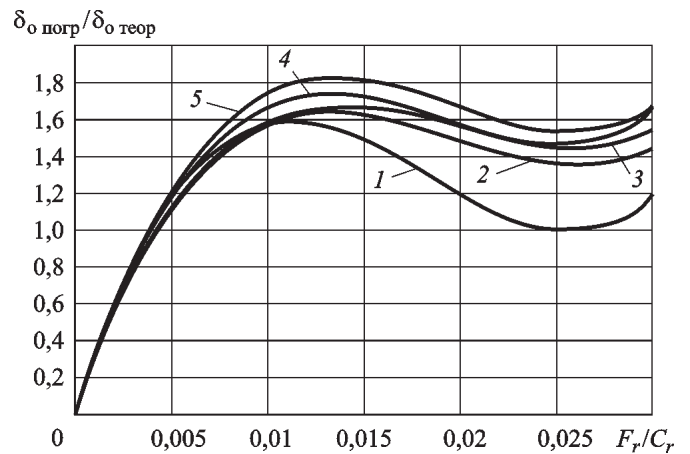


Рис. 1. Кривые относительных перемещений в подшипниках в зависимости от их нагруженности: 1 — зазор 0 мкм; 2 — зазор 10 мкм; 3 — зазор 20 мкм; 4 — зазор 30 мкм; 5 — зазор 40 мкм

$$\delta_{\text{о погр}} / \delta_{\text{о теор}} = 3,1 \cdot 10^5 (F_r / C_r)^3 - 1,8 \cdot 10^4 (F_r / C_r)^2 + 311 (F_r / C_r) + 0,003, \quad (4)$$

где $\delta_{\text{о погр}}$ — перемещения с учетом погрешностей; $\delta_{\text{о теор}}$ — теоретические перемещения в подшипниках, определяемые по зависимости (3); F_r — радиальная нагрузка на подшипник; C_r — динамическая грузоподъемность подшипника.

Приведение перемещений в подшипниковых узлах к линии зацепления в средней плоскости червячного колеса показано на рис. 2 и определяется по формуле

$$\delta_{\text{тп}} = \delta_{\text{о погр}} \operatorname{tg} \alpha_t. \quad (5)$$

Упругие перемещения в червячном зацеплении [1]

$$\delta_{\text{ч.з}} = \frac{4,3 F_{t2}}{d_1 \cos \alpha_n}, \quad (6)$$

где F_{t2} — окружная сила на червячном колесе; d_1 — делительный диаметр червяка; α_n — угол профиля в нормальном сечении витков червяка.

Второе слагаемое $\delta_{\text{фп}}(\omega t)$ в формуле (1) — составляющая функции неравномерности вращения тихоходного вала ЧП, обусловленная вибрациями подшипников.

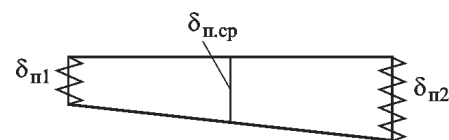


Рис. 2. Расчетная схема подшипниковых узлов

На уровень вибрации и шума подшипников качения оказывают влияние следующие конструктивные факторы: размеры подшипника, диаметр и форма тел качения, класс точности, начальный радиальный зазор, материал колец и сепаратора, характер смазки, частота вращения [5, 6].

Первостепенное значение на уровень вибрации и шума оказывают влияние волнистость и гранность поверхности на дорожках качения колец [7, 8]. Даже волнистость высотой ~ 0,5 мкм может быть причиной интенсивных вибраций и шума, однако оба эти параметра ГОСТом не нормируются.

Шероховатость поверхности шлифованных дорожек качения мало влияет на шумность и вибрацию подшипников. Волнистость, гранность и шероховатость проявляются в высоком диапазоне частот, поэтому в большей степени влияют на шумность подшипников [5].

Наиболее интенсивными слагающими являются вибрации подшипников от разностенности и овальности внутренних колец подшипников, поскольку они проявляются в рабочем низком диапазоне частот [3].

При разностенности внутренних колец подшипников возникает неуравновешенная центробежная сила. Разностенность вызывает слагающую вибраций с частотой вращения, овальность внутренних колец — слагающую с двойной частотой вращения.

Вибрации от разностенности внутренних колец подшипника можно рассчитать по формуле

$$\delta\varphi_{п1} = \frac{206,3}{d_2 \cos\alpha_i} \left\{ \sum_{i=1}^4 [k_{ea1i} \cos(\omega_1 t + \zeta_{a1i}) + k_{ea2i} \cos(\omega_2 t + \zeta_{a2i})] \right\}, \quad (7)$$

где k_{ea1i} , k_{ea2i} — радиальные биения внутренних колец подшипников валов червяка и червячного колеса; ω_1 , ω_2 — частоты вращения внутренних колец подшипников; ζ_{a1i} , ζ_{a2i} — фазовые углы (случайные величины, изменяющиеся от 0 до 2π).

Вибрации от овальности дорожек качения внутренних колец подшипников

$$\delta\varphi_{п2} = \frac{206,3}{d_2} [h_{o1} \cos(2\omega_1 t + \zeta_3) + h_{o2} \cos(2\omega_2 t + \zeta_4)], \quad (8)$$

где h_{o1} и h_{o2} — допуски на овальность дорожек качения внутренних колец подшипников червяка и вала червячного колеса; ζ_3 и ζ_4 — фазовые углы (случайные величины, изменяющиеся от 0 до 2π).

Фрагмент АЧХ функции (8) в диапазоне удвоенной оборотной частоты быстроходного вала ($2f = 60$) показан на рис. 3. На этой частоте наиболее существенно проявляется овальность дорожек качения внутренних колец подшипников этого вала. Например, для шариковых подшипников амплитуда $2f = 51,3$ угл. мин, для роликовых подшипников $2f = 18$ угл. мин.

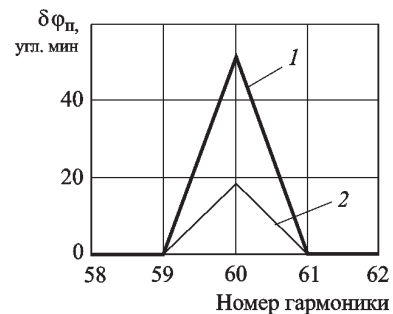


Рис. 3. АЧХ подшипников быстроходного вала в диапазоне $2f$:

1 — шариковые; 2 — роликовые

Суммарная составляющая функции неравномерности вращения тихоходного вала, вызванная вибрациями подшипников,

$$\delta\varphi_{п}(\omega t) = \delta\varphi_{п1} + \delta\varphi_{п2}. \quad (9)$$

Для проверки адекватности полученных теоретических результатов был проведен эксперимент на испытательном стенде. Стенд включает в себя испытуемый червячный редуктор или мотор-редуктор, на тихоходный вал которого устанавливается датчик угла поворота (ДУП). По показаниям этого датчика измерялась неравномерность вращения тихоходного вала ЧП. В качестве нагружающего устройства использовался электромагнитный порошок тормоз. Типоразмер тормоза выбирался в зависимости от типоразмера испытуемого червячного редуктора и обеспечения точности его нагружения. Час-

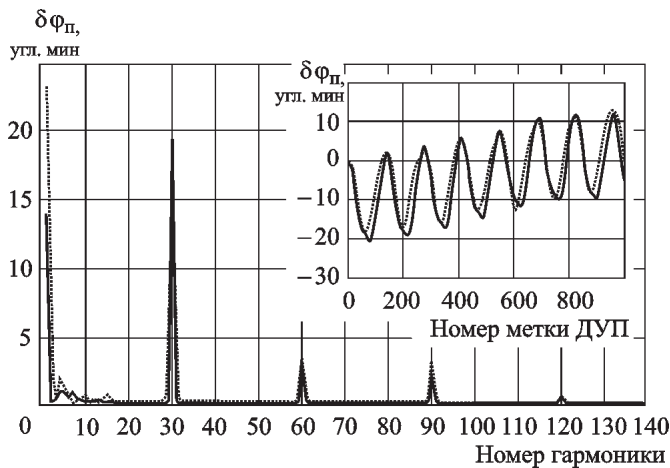


Рис. 4. АЧХ функции неравномерности вращения тихоходного вала ЧП:

— — расчет по формуле (1); - - - — эксперимент

тота вращения электродвигателя изменялась с помощью частотного преобразователя.

Амплитудно-частотная характеристика функции неравномерности вращения тихоходного вала передачи МЧ40-30 представлена на рис. 4. На этом рисунке также приведен фрагмент текущих значений функции неравномерности вращения. Видно удовлетворительное совпадение теоретической и экспериментальной кривой в интересующем низком диапазоне частот, если учесть, что в эксперименте в амплитуду первой гармоники входит погрешность установки датчика.

Коэффициент динамической нагрузки определяется по формуле [6]

$$K_d = 1 + \frac{C_\varphi}{T_n} A_{\varphi_s}; \quad (10)$$

где C_φ — коэффициент крутильной жесткости ЧП, Н·м/рад; T_n — номинальный вращающий момент, Н·м; A_{φ_s} — амплитуда s -й гармоники функции неравномерности вращения тихоходного вала ЧП, рад.

Проанализируем влияние типа подшипников на коэффициент динамической нагрузки K_d на примере редуктора Ч80-10. Если тихоходный вал редуктора установлен на шарикоподшипниках № 207, нагруженных силой 3 868 Н, то коэффициент динамичности $K_d = 1,3$. Если же вал установить на конических роликовых подшипниках № 7207А того же типоразмера, то

$K_d = 1,15$. Такая разница соответствует примерно одной степени точности, т. е. установка валов на роликовых подшипниках повышает реальную точность передачи с учетом одинаковых погрешностей изготовления и монтажа, а также с учетом деформаций под нагрузкой примерно на одну степень.

Если сравнить перемещения тихоходного вала от сближения колец $\delta_{тп}$ подшипников с предельными отклонениями межосевого расстояния корпуса ЧП, то получим следующее: при установке вала на роликовых подшипниках $\delta_{тп} = 8,6$ мкм, а при установке вала на шариковых подшипниках $\delta_{тп} = 62$ мкм, предельные отклонения межосевого расстояния для Ч80-10 $f_a = 71$ мкм.

Таким образом, сближением колец роликовых подшипников, по сравнению с допуском на изготовление, можно пренебречь, в то время как сближение колец шариковых подшипников сравнимо с допуском на изготовление.

Выводы

1. Использование предлагаемой методики проектирования ЧП с учетом неравномерности вращения тихоходного вала позволит проанализировать правильность конструктивных решений и выбранных параметров, влияющих на нагрузки в приводе и повысить его надежность.
2. Влияние вибраций подшипниковых узлов на нагрузки в ЧП составляют примерно 15...30%, что соответствует снижению точности передачи на одну степень.
3. Для уменьшения уровня вибраций и нагруженности ЧП лучше использовать роликовые подшипники, так как сближение колец шариковых подшипников может превысить допуск на изготовление.

Литература

- [1] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2005. 408 с.
- [2] Леликов О.П. *Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: справочник*. Москва, Машиностроение, 2006. 640 с.
- [3] Скворцов Д.Ф., Сушко А.Е., Успенский Д.А. Повышенная вибрация роторного оборудования и способ ее устранения. *Мир техники и технологий*, 2002, № 8, с. 20–22.
- [4] Ануриев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. В 3 т. Москва, Машиностроение, 2006. 728 с.

[5] Пчелинцев Д.О., Игнат'ев С.А. Автоматизированное распознавание локальных дефектов поверхностей качения колец подшипников при вихретоковом контроле с использованием вейвлет-преобразования. *Вестник СГТУ*, 2009, № 3(40), с. 70–77.

[6] Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. *Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации*. Санкт-Петербург, Изд. центр СПбГМТУ, 2000. 159 с.

[7] Захаров С.И. Новый подход к спектральному анализу вибраций с автоматической оценкой состояния вращающихся деталей машин. *Вестник машиностроения*, 2009, № 4, с. 93–94.

[8] Al-Ghamdi A.M., Cole P., Such R., Mba D. Estimation of bearing defect size with acoustic emission. *Insight*, 2004, vol. 46, no. 12, pp. 758–761.

References

[1] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2005. 408 p.

[2] Lelikov O.P. *Valy i opory s podshipnikami kachenii. Konstruirovaniye i raschet: spravochnik* [Shafts and bearings with rolling bearings. Design and calculation: a handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 640 p.

[3] Skvortsov D.F., Sushko A.E., Uspenskii D.A. Povysheniya vibratsiia rotornogo oborudovaniia i sposob ee ustraneniia [Increased vibration rotating equipment and how to fix it]. *Mir*

tekhniki i tekhnologii [The world technics and technologies]. 2002, no. 8, pp. 20–22.

[4] Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ia: v 3 tomakh* [Reference Design-Machinist: in 3 volumes]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 728 p.

[5] Pchelintsev D.O., Ignat'ev S.A. Avtomatizirovannoe raspoznavanie lokal'nykh defektov poverkhnostei kacheniiia kolets podshipnikov pri vikhretokovom kontrole s ispol'zovaniem veivlet-preobrazovaniia [The automated recognition of local defects of surfaces of bearing rings rolling at eddy current control with wavelet-transformation use]. *Vestnik SGTU* [Herald SSTU]. 2009, no. 3(40), pp. 70–77.

[6] Barkov A.V., Barkova N.A., Azovtsev A.Iu. *Monitoring i diagnostika rotornykh mashin po vibratsii* [Monitoring and diagnosis of rotary machinery vibration]. Sankt-Peterburg, SPbGMTU publ., 2000. 159 p.

[7] Zakharov S.I. Novyi podkhod k spektral'nomu analizu vibratsii s avtomaticheskoi otsenkoi sostoianiia vrashchaiushchikhsia detalei mashin [New approach to spectral analysis of vibration with an automatic estimation of the rotating components state]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2009, no. 4, pp. 93–94.

[8] Al-Ghamdi A.M., Cole P., Such R., Mba D. Estimation of bearing defect size with acoustic emission. *Insight*, 2004, vol. 46, no. 12, pp. 758–761.

Статья поступила в редакцию 01.10.2013

Информация об авторах

АНДРИЕНКО Людмила Анатольевна (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ВЯЗНИКОВ Вадим Аркадьевич (Москва) — аспирант кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: dm@bmstu.ru).

Information about the authors

ANDRIENKO Lyudmila Anatol'evna (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Fundamentals of Machine Design» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

VYAZNIKOV Vadim Arkad'evich (Moscow) — Post-Graduate of «Fundamentals of Machine Design» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: dm@bmstu.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышел в свет учебник «Расчет и конструирование нагревательных устройств» автора А.Г. Ксенофонтова.

В учебнике изложены устройства различных печей, применяемых в машиностроительном производстве для термической и химико-термической обработки изделий. Рассмотрен порядок расчета и проектирования печей, включая алгоритмы решения ряда технологических и конструкторских задач. Описаны специфические узлы и детали печей, а также материалы, используемые при создании термического оборудования. Приведены методы, способы и установки непечного нагрева. Освещены вопросы эксплуатации печей, рассмотрены опасные и вредные для окружающей среды факторы, влияние которых может быть минимизировано еще на стадии проектирования нового оборудования термических цехов.

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