

но существенно проигрывает в качестве. И лучшее качество по сравнению с традиционными технологиями оно скорее всего не даст никогда. Всегда будет дешевле и качественнее отрезать на лазере из листового металла, чем печатать полимера с помощью принтера.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

- [1] А.Н.Липов. У истоков современной бионики. Биоморфологическое формообразование в искусственной среде//Полигнозис, 3(39), 2010.С. 80-91.
- [2] Парин В.В., Баевский Р.М. Кибернетика в медицине и физиологии [Текст] / В.В. Парин, Р.М. Баевский. Медгиз, 1963. - 119 с.
- [3] Брайенс С.Н., Свечинский В.Б. Проблемы нейрокибернетики и нейробионики [Текст] / С.Н. Брайенс, В.Б. Свечинский. : М.: Медицина, 1968. -; 231с.
- [4] Bionic hand gets a grip on prosthetics market. The Telegraph. [5] Брайенс С.Н., Свечинский В.Б. Проблемы нейрокибернетики и нейробионики, М, 1968.
- [6] RSL Steeper launches bionic dully articulating myoelectric hand. Giz Mag. 22.06.2010.

Застосування CAE ANSYS для аналізу напружено-деформованого стану основних деталей редуктора мобільного робота

Владислав Євсєєв¹, Веляде Салієва¹

1. Кафедра КИТАМ, Харківський національний університет радіоелектроніки, ,
Харьков, пр. Науки. 14., УКРАЇНА, e-mail: veliade.saliieva@nure.ua

Анотація: В даному матеріалі розглянуто застосування CAE ANSYS для аналізу напружено-деформованого стану основних деталей редуктора мобільного робота для отримання висновку о їх надійності.

Ключові слова: Редуктор, вал, зубчасті колеса, надійність, напруження, дефекти, ANSYS.

I. ВСТУП

Однією з розповсюджених причин відмови робота є порушення цілісності одного з конструктивних елементів виконавчого пристрою (поширеною причиною виходу з строю є дефекти, що виникають в передатних пристроях, а саме в редукторах). Дефекти утворюються в зубчатих колесах (викришування, поломка зубців, наволікування, пластична деформація, накатування), в валах (знос посадочних шийок, ушкодження шпонкових канавок, погнутість, тріщини, злами).

Для попередження дефектів на етапі проектування проводять розрахунок механічних деталей на максимальну статичну міцність, контактну міцність, визначають дозволени напруження вигину при постійних та короточасних (пікових) навантаженнях, та на інші характеристики, що впливають на надійність та життєвий цикл деталі.

Ці розрахунки є досить важкими, займають багато часу, потребують роботи з різноманітною літературою, стандартами матеріалів, значних часових та трудових ресурсів. Під час проектування такі розрахунки проводяться кожен раз заново, коли вносяться зміни в розроблювальну деталь. Для автоматизації

вирішення цієї задачі і тим самим скорочення ресурсів на її рішення пропонується застосувати CAE систему ANSYS, що дозволяє змоделювати напружено-деформований стан деталей під час роботи, проаналізувати результати та зробити висновки про надійність спроектованих деталей.

II. ПРОЕКТНІ РОЗРАХУНКИ НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ

При проектуванні валів проводять їх оцінку на несучу здатність (по якій оцінюється надійність спроектованої деталі) по двом критеріям: втомна міцність (довговічність) та статична міцність.

Перше поняття оцінює здатність матеріалу протистояти втомі (тобто здатність протистояти процесу поступового накопичення пошкоджень матеріалу під дією перемінних навантажень, що призводить до зміни властивостей, утворенню тріщин, їх розвитку і руйнування) [1].

Перевірочний розрахунок на цей критерій враховує всі основні фактори, що впливають на втомну міцність: характер напруг, наявність концентраторів напруг, абсолютні розміри валів, обробку поверхні і міцнісні властивості матеріалів, з яких виготовлені вали. Конструкція валу повинна бути повністю відома.

Розрахунок на витривалість полягає в визначенні дійсних значень коефіцієнтів запасу втомної міцності (1) для обраних небезпечних перерізів валів [2]:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (1)$$

де σ_{-1} - межа вигиної витривалості матеріалу;

k_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напруг вигину, що враховує вплив галтелі, поперечного отвору, кільцевої виточки, шпонковий пазу, шліців, різьблення. Обирається з ГОСТ 25.504-82 [3] для кожного обчислюваного елементу;

β - коефіцієнт поверхневого зміцнення, вводиться при поверхневому загартовуванні, азотуванні, цементуванні і т.д.;

ε_{σ} - коефіцієнт, що враховує вплив поперечних розмірів валу, значення беруться з довідкової літератури [4];

σ_a , σ_m - амплітуда і середнє значення циклів нормальних напруг;

ψ_{σ} - коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу навантаження.

Статична міцність деталі визначається здатністю деталі протистояти руйнуванням або виникненням недопустимих залишкових деформацій при короточасних максимальних навантаженнях (на 150-200% більших ніж робочі), повторюваність яких мала і не може визивати втомного руйнування. Статичні руйнування відбувається при перевантаженнях, що не були враховані при розрахунку, чи при дефектах в матеріалі деталі, що не були виявленні при виготовленні. Руйнування відбувається одразу по всьому перерізу.

Оцінка статичної міцності виконується в більшості випадків шляхом порівняння розрахованих внутрішніх напруг, що виникають під дією зовнішніх навантажень, з допустимими [5].

При проектуванні зубчатої передачі враховують, що при її роботі під дією сил зачеплення на працездатність зубчатих коліс впливають згинальне напруження, що виникає в поперечних перерізах зубців, і контактне напруження – в поверхневих шарах зубців. Обидва ці напруження, змінні в часі можуть стати причиною руйнування втому зубців чи їх робочих поверхонь.

Контактні напруження визивають втомне викришування поверхневих шарів зубців – небезпечний вид руйнування, який заключається в тому, що при великих контактних напруженнях на робочій поверхні зубців (на ніжках, поблизу полюсної лінії) з'являються втомні тріщини. Вони призводять до викроювання маленьких частинок матеріалу зубців і утворенню невеликих осповидних заглиблень, які потім, об'єднуючись між собою, утворюють раковини.

Розрахунок максимальних контактних напружень, що виникають при контакті зубців вираховують по формулі (2), виведеної з розв'язку контактної задачі Генріха Герца [6]:

$$\sigma_H = 332(u+1)\sqrt{\frac{\omega_i}{a_{oi}u}} \quad (2)$$

Згинальне напруження визивають поломку зубців – небезпечний вид руйнування, при якому

може вийти з ладу не тільки зубчата передача, а ще й вали і підшипники, як наслідок потрапляння в них зубців, що відкололися. Поломка зубців виникає в результаті великих навантажень (наприклад, ударної дії) і багаторазових повторюваних навантажень, що визивають втому матеріалу зубців.

Розрахунок напружень згину виконується по формулі (3):

$$\sigma_{Fi} = Y_{Fi} \frac{\omega_i}{m}, \quad (3)$$

де ω_i – питома розрахункова окружна сила, що вираховується по формулі(4):

$$\omega_i = \frac{2000T_i}{b_{oi}d_{oi}} K_i, \quad (4)$$

де K_i – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантажень між зубцями, по ширині зуба і додаткові динамічні навантаження в зачепленні;

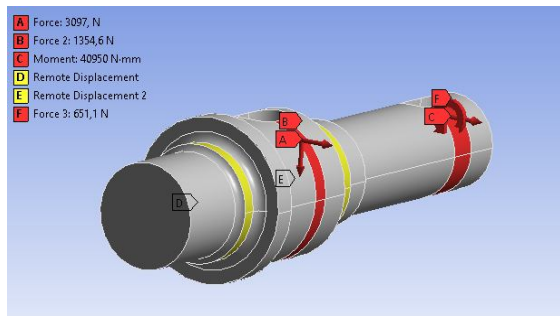
Y_{Fi} – коефіцієнт, що враховує форму зуба.

III. МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕННО - ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ В ANSYS

Моделювання, розрахунок і аналіз напружено-деформованого стану основних деталей редуктора виконувався з використанням методу скінчених елементів. 3D моделі деталей, побудовані за допомогою САПР КОМПАС-3D, імпортовані в ANSYS (тут і далі йде мова про модуль Static Structural Analysis), де задається матеріал - легувана сталь 42CrMo4, з якого буде виготовлятися деталь. Далі на імпортованій деталі використовуючи інструмент Mechanical генерується сітка. Після генерації сітки необхідно задати налаштування аналізу, тобто умови задачі. В випадку вирішення задачі міцності валів основними навантажувальними факторами є: обертальний момент на валу, навантаження, що передаються зі сторони деталей на вал (сили в зубчатому зчепленні – радіальна і окружна) і консольні сили (сили впливу муфти кріплення двигуна в випадку вхідного валу). Також, необхідно задати дію підшипників на вал. При вирішенні такого типу задач їх роздивляються як жорстку і рухому опору [7].

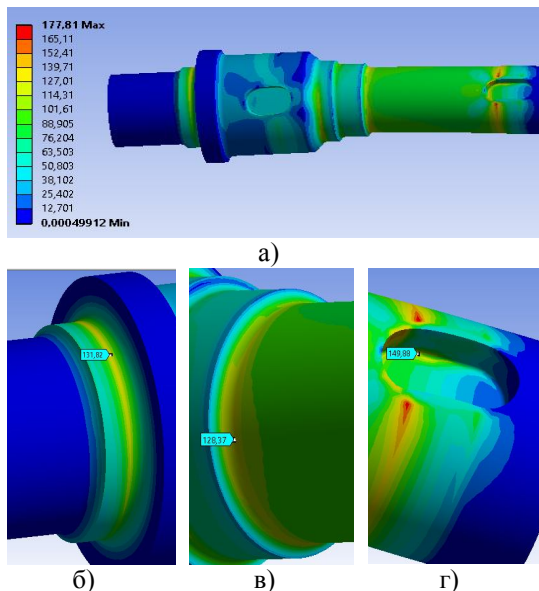
Останній етап вирішення задачі – задання виду вирішення задачі і запуску вирішувач Solution.

Опис задачі перевірки валу на втомну міцність наведений на рис. 1:



Force – окружна сила,
Force 2 – радіальна сила,
Force 3 – консольна сила
Moment – обертаючий момент на валу,
Fixed Support – жорстко закріплена опора,
Displacement – опора, що обмежує рух по осі абсцис
Рис. 1 – Налаштування аналізу тихохідного валу
для перевірки на втомну міцність

Розв'язання задачі виводиться в вигляді даних про еквівалентні напруження, що виникають в валу:



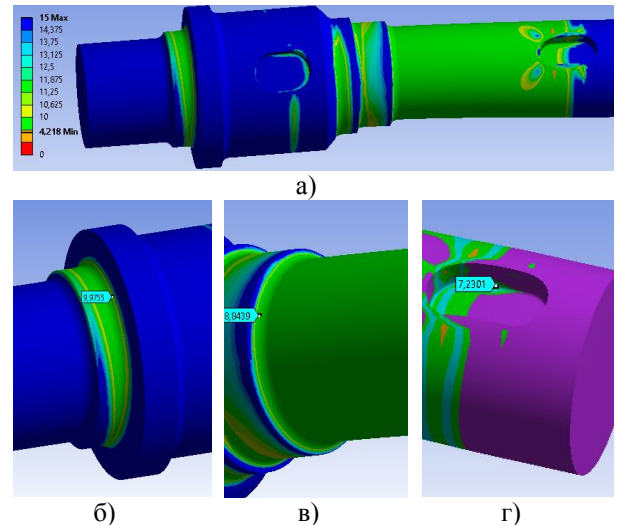
а) загальний вид; б) в галтелі опорної ступені підшипника; в) в галтелі шийки;
г) в шпонковому пазу шийки

Рис. 2 – Поле розподілення еквівалентних напружень

Значення напружень, отримані в ANSYS порівнюються зі значеннями наведеними в EN 1993-1-9 [8]. Як видно з рис. 2б-2г значення еквівалентних напружень не перевищують значення з стандарту. Але на шийці валу, біля шпонкового пазу спостерігається завищене значення 177,81 – 165,11 МПа, так як в цьому місці напруження спотворені, у зв'язку з тим, що в саме цьому пояску прикладений обертаючий момент.

Запаси міцності представляються у вигляді значень коефіцієнту міцності (рис. 3) (коефіцієнту безпеки), який вводиться для того, щоб забезпечити безпечну, надійну роботу механізму і

окремих його частин, не дивлячись на можливі несприятливі відхилення дійсних умов їх роботи від розрахункових [9].



а) загальний вид; б) в галтелі опорної ступені підшипника; в) в галтелі шийки;
г) в шпонковому пазу шийки
Рис. 3 – Запаси міцності

Для оцінки отриманих результатів проведено порівняння з числовим розв'язанням задачі. Для цього обрано декілька «критичних» перерізів валу, для яких розраховано значення коефіцієнту безпеки (по формулі 1) яке порівняне з результатом представленим на рис.2.

Для перевірки вала на статичну міцність використовується послідовність аналізу, аналогічна описаній, але навантаження, діюче на вал збільшується в півтори рази. Еквівалентні напруження в даному випадку порівнюють з межею плинності матеріалу. Запаси міцності для статичної міцності визначені в довідковій літературі [10] і лежать в діапазоні від 1.3 до 1.6.

Для перевірки зубчатих коліс на міцність згинання за допомогою ANSYS є імпорт 3D моделі і генерація сітки. Для ділянки зубця, який досліджується сітка генерується з меншим розміром елементів, ніж для всього тіла (рис.4).

Наступним етапом є налаштування аналізу. При вирішенні задачі перевірки на витривалість зубців при згині зуб роздвигаются як консольну балку, навантажену на кінцях силою, що розкладається на два взаємно перпендикулярних вектори (значення яких дорівнюють значенням окружної та радіальної сили).

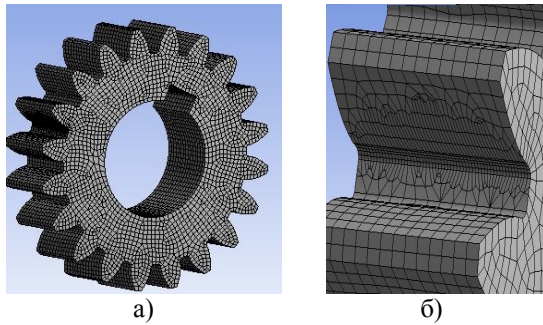
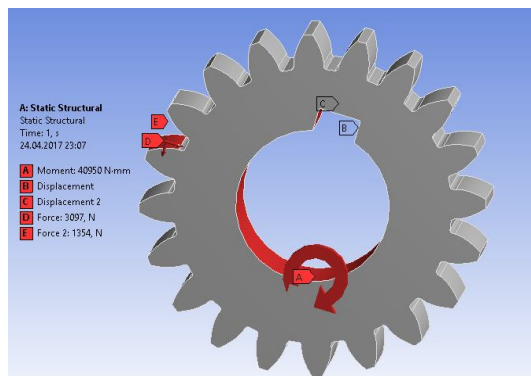


Рис. 4 – Згенерована сітка

Також, до внутрішньої поверхні колеса прикладають обертаючий момент, що передається з валу. У шпонковому пазу обмежують рух колеса вздовж осей X, Y, Z. Налаштування аналізу в ANSYS наведені на рис.5:



Moment – обертаючий момент, 40950 Н·мм;

Displacement – опора, що обмежує рух по осі Z;

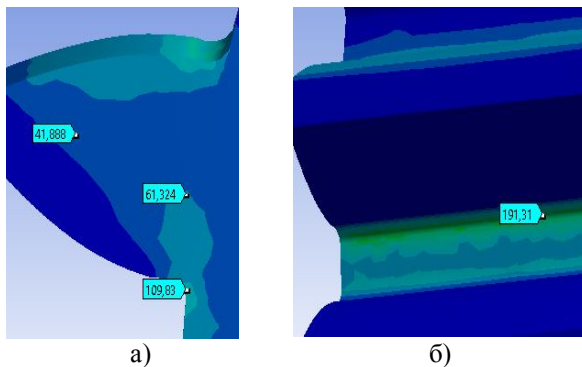
Displacement2 – опора, що обмежує рух по осям X та Y;

де Force – окружна сила, 3097 Н;

Force 2 – радіальна сила, 1354 Н

Рис. 5 – Налаштування аналізу

Результати аналізу в вигляді поля еквівалентних напружень представлені на рис. 6, що виникають на стиснутій (не робочій) стороні зуба (так як там виникає максимальне значення напруження).



а) напруження в профілі зубця; б) напруження в корні зубця

Рис.6– Поле розподілення еквівалентних напружень в зубці шестерні

Першим етапом перевірки зубців на контактну міцність є импорт моделі збірки коліс і генерація

сітки (рис. 7а). Як видно з рисунку, модель для імпорту спрощена, так як для дослідження потрібні тільки два зубці, що задіяні в контакті, для усіх інших результати будуть ідентичними, тому для скорочення часу моделювання вони виключені з моделі. Для ділянки контакту зубців, що досліджують сітка генерується з меншим розміром елементів, ніж для всього тіла (рис. 7б):

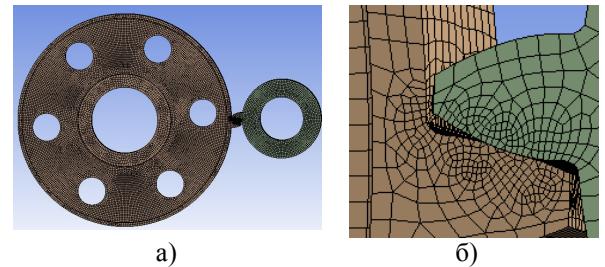
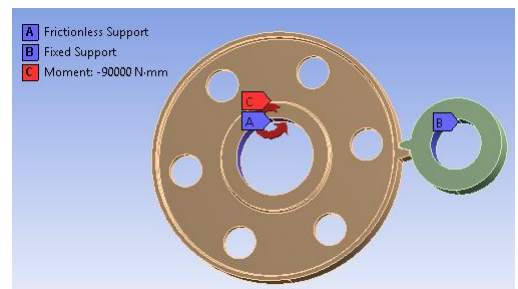


Рис.7 – Сітка (загальний вигляд)

В випадку вирішення задачі контактної міцності для зубців колеса шестерню фіксують, а зубець колеса придавлюється до неї. Колесо приводиться в рух моментом, що діє на нього, а фіксується по нормальному напрямку, в тангенціальних – всі переміщення дозволені.



Frictionless Support – підтримка тертям;

Fixed Support – зафіксована поверхня;

Moment – обертаючий момент, 90000 Н·мм

Рис.8 – Налаштування аналізу

Результати моделювання у вигляді еквівалентних напружень представлені на рис.9:

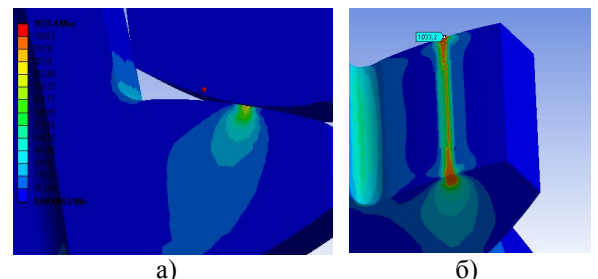


Рис.9 – Еквівалентні напруження в зубці колеса

VI. ВИСНОВКИ

CAE ANSYS дозволяє аналізувати напружено-деформований стан деталей під час їх роботи, та робити висновки про їх надійність при проектуванні редукторів для мобільних роботів. Це дозволяє скоротити час, що затрачується на

проектні та перевірочні розрахунки при розробці нових конструкцій та удосконалення існуючих.

Особливою перевагою моделювання є отримання наочного результату, що дозволяє спростити його аналіз та дає змогу оцінювати результати навіть не професіоналам в області аналізу конструкцій.

На рис. 2, рис.3, рис.6 та рис. 9 наведені результати моделювання, що були порівняні з розрахунковими і показали, що різниця між значеннями, отриманими в програмі та обчисленими значеннями становить:

- для валу, для втомної міцності еквівалентні напруження в критичних перерізах валу (в галтелі опорної ступені підшипнику – 69 МПа, в галтелі шийки – 28 МПа, в шпонковому пазу – 49 МПа) не перевищують значення максимально допустимої напруженості, визначеного стандартом EN 1993-1-9, в 160 МПа. Запаси міцності в критичних перерізах порівняні з розрахунковими (з різницею 1,8-2,3 %) і їх значення знаходяться для усієї деталі в цілому в діапазоні допустимих. При мінімально допустимих значеннях в 1,3-1,5, мінімальні значення коефіцієнтів в деталі складає 10,5. Для статичної міцності: еквівалентні напруженості в критичних перерізах валу (в галтелі опорної ступені підшипнику – 104 МПа, в галтелі шийки – 35 МПа, в шпонковому пазу – 60 МПа) не перевищують межу плинності матеріалу в 750 МПа. Мінімальний запас міцності в деталі складає 7,02:

- для шестерні, перевірено зубці на міцність згину і встановлено, що значення відрізняються від розрахованих на 0,3%, максимальне значення в 191 МПа знаходиться в межі витривалості матеріалу зуба при ненульовому циклі зміни напружень згину, що складає 500 МПа, перевірка на контактну міцність показала, що отримані в програмі значення відрізняються на 1,4% та максимальне значення отриманої напруженості 857 МПа не перевищує межу контактної витривалості поверхні зуба, що складає 1050 МПа;

- для колеса, перевірено зубці на згину міцність і встановлено, що значення відрізняються від розрахованих на 0,2%, максимальне значення в 298 МПа знаходиться в межі витривалості матеріалу зуба при ненульовому циклі зміни напружень згину, що складає 500 МПа, перевірка на контактну міцність показала, що отримані в програмі значення відрізняються на 1,4% та максимальне значення отриманої напруженості 1033 МПа не перевищує межу контактної витривалості поверхні зуба, що складає 1050 МПа.

З наведеного вище можна зробити висновки про доцільність використання CAE ANSYS для моделювання напружено деформованого стану деталей під час їх роботи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- [1] ГОСТ 23207-78. Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. – Введ. 1979-01-01.– Москва. 1978. – 48 с.
- [2] Осецкий, В. М. Прикладная механика: учеб.пособие [Текст] / Осецкий В.М. — М.: «Машиностроение», 1977. – 488 с.
- [3] ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости [Текст]. – Введ. 1983-07-01. – Москва. Издательство стандартов, 1989. – 55 с.
- [4] Кравчук, В.С. Сопротивление деформированию и разрушению поверхностно-успрооченных деталей машин и элементов конструкций [Текст] / В.С. Кравчук, Абу Айаш Юсеф, А.В. Кравчук – Одесса: «Астропринт», 2000. – 160 с.
- [5] Гордин, П.В. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие [Текст] / П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков – СПб.:СТЗУ, 2006. – 186 с.
- [6] Салиева, В.Э. Моделирование решения задачи Герца для передаточных механизмов мобильных роботов в CAE ANSYS / В. Э. Салиева, В.В. Евсеев // Радиоэлектроника и молодежь в XXI веке : тезисы доклада научн. конф. XXI международного молодежного форума, 25-27 апреля 2017 г., г. Харьков: ХНУРЭ. 2007. – 2004с.
- [7] Фещенко, В.Н. Справочник конструктора. Книга 2. Проектирование машин и их деталей: учеб. практ. пос. [Текст] / В.Н. Фещенко – М. Инфра-Инженерия, 2016. – 400с.
- [8] EN 1993-1-9. Design of steel structures [Text]. – Approved 23. 04. 2004. – Brussels. European Committee for Standardisation, 2005. – 37 p.
- [9] Степин, П.А. Сопротивление материалов: учеб. Пособие [Текст] / П.А. Степин – М.: Высш.шк., 1988. – 367 с.
- [10] Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие [Текст] / П.Ф. Дунаев, О. П. Леликов – М.: Машиностроение, 2002. – 536 с.