

**Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej
Nr 284**

**MECHANIKA
z. 84 (1/2012)**

**Modułowe Technologie i Konstrukcje
w Budowie Maszyn**

Rzeszów 2012

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ

Redaktor naukowy (tematyczny)
prof. dr hab. inż. Jerzy ŁUNARSKI

Rada Naukowa ZN PRz Mechanika

Sergei ALEXANDROV (Rosja), Józef GAWLIK, Rudolf KAWALLA (Niemcy), Krzysztof KUBIAK, Thomas G. MATHIA (Francja), Tadeusz MARKOWSKI, Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS, Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Marderos Ara SAYEGH (Syria), Jarosław SĘP, Emil SPISÁK (Słowacja), Feliks STACHOWICZ, Marian SZCZEREK, Nicolae UNGUREANU (Rumunia)

Skład i opracowanie
Dr inż. Dorota STADNICKA

Monotematyczny zbiór artykułów naukowych dotyczących głównych zagadnień związanych z zastosowaniem zasad modularyzacji w konstrukcjach i technologii oraz w wybranych procesach fizycznych. Prezentowane prace zostały opracowane w latach 2009-2012 przez osoby współpracujące z Wydziałem Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej oraz z Instytutem Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego w Warszawie.

ISSN 0209-2689

Wersja drukowana Kwartalnika jest wersją pierwotną

Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

Nakład 120 egz. Ark. wyd. 6,06. Ark. druk. 5,25. Papier offset. kl. III 70g B1.
Oddano do druku w maju 2012 r. Wydrukowano w maju 2012 r.
Drukarnia Oficyny Wydawniczej, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów
Zam. nr 47/12

SPIS TREŚCI

WPROWADZENIE

<i>Lunarski J.</i> : Znaczenie normalizacji w procesach projektowania i produkcji	5
1. <i>KRISTAL Mark, KIRILENKO Svetlana</i> : Projektowanie modułowej struktury urządzeń do automatycznego montażu	7
2. <i>NIKOLAJEV Vadim</i> : Mechatroniczny moduł o strukturze równoległej dla elastycznej produkcji montażowej	13
3. <i>DZHUGURYAN Tygran</i> : Cechy charakterystyczne projektowania elastycznych modułów produkcyjnych o konstrukcji ramowej	21
4. <i>BOŹKOWA Leonarda W., WARTANOW Michail W., MARTYNOWICZ Nikita A.</i> : Model matematyczny dynamiki zrobotyzowanego montażu na bazie środków adaptacji	27
5. <i>MELNYCHUK Petro, KYRYLOVYCH Valery, MORHUNOV Roman S.</i> : Zastosowanie teorii kwaternionów do projektowania funkcjonalnych modeli chwytaków robotów przemysłowych..	35
6. <i>MIELNIKOV Vladimir</i> : Modułowe podejście do konstytuowania typowych informatyczno-technologicznych układów sekwencyjnych	43
7. <i>KUZNIECOW Jurij, STEPANIENKOV Aleksandr, OLEJNIK Jekatierina</i> : Modułowe podejście do projektowania frezarek stołowych sterowanych numerycznie	51
8. <i>TAIROV Ilia</i> : Adaptacja sterownika numerycznego „MIKROS-12T” do systemu zintegrowanego SAPRTP „ADEM”	61
9. <i>REIFUR Bogusław, MYSZKOWSKI Grzegorz</i> : Komputerowo wspomaganą analizę łańcuchów wymiarowych z wykorzystaniem programu AutoCAD.....	69
Wykaz autorów i specjalistów.....	79
Artykuły w kwartalniku TiAM nr 2/2012.....	82

Jerzy LUNARSKI
Politechnika Rzeszowska
Rzeszów, Polska

Wprowadzenie

ZNACZENIE NORMALIZACJI W PROCESACH PROJEKTOWANIA I PRODUKCJI

Według przybliżonych obliczeń szerokie stosowanie zasad normalizacji skutkuje zwiększeniem dochodu narodowego o około 20%. Dane z przedsiębiorstw zaangażowanych w międzynarodową i krajową działalność normalizacyjną wskazują, że sprzyja to wzrostowi sprzedaży o 5 – 10%. Stosowanie opracowań normalizacyjnych stało się tak powszechne, że nawet nie analizuje się kosztów ponoszonych na normalizację, gdyż wiadomo że jest to opłacalne.

Z punktu widzenia konkurencyjności wskazanym jest dostarczanie na rynek nowych, potrzebnych wyrobów, których koszty przygotowania produkcji będą minimalne, a ich cechy funkcjonalne najbardziej pożądane. Poprzez stosowanie zasad i produktów normalizacji, tzn. norm technicznych, specyfikacji, opracowań typizacyjnych i unifikacyjnych można uzyskać takie korzyści, jak:

1. Znaczne ograniczenie różnorodności do niezbędnego minimum zapewniającego spełnianie potrzeb użytkowników i zwiększanie skali produkcji.
2. Upowszechnienie stosowania sprawdzonych i dopracowanych rozwiązań elementów składowych wyrobów i ich postaci finalnych, procesów wytwórczych i struktur organizacyjnych co sprzyja polepszeniu jakości, niezawodności, trwałości i in.
3. Polepszenie jakości wytwarzanych wyrobów i zwiększenie skali ich produkcji skutkuje redukcją kosztów wytwarzania, konkurencyjnością cenową i wzrostem potencjalnych klientów.

Do szczególnie użytecznych i szeroko stosowanych zasad normalizacji w procesach projektowania i wytwarzania, oprócz prac nad tworzeniem potrzebnych norm technicznych, można zaliczyć:

1. Zasadę symplifikacji wskazującą na celowość ograniczania liczby różnorodnych rozwiązań w projektach i przedsięwzięciach, nawet kosztem pewnego odejścia od zasad optymalizacji. Ograniczanie liczby gatunków materiałów, rodzajów narzędzi i oprzyrządowania, stosowanie preferowanych szeregów parametrycznych (rowki, otwory, podcięcia, promienie itp.) znacznie upraszcza gospodarkę materiałową, narzędziową, remontową, eksploatacyjną i in.
2. Zasadę typizacji polegającą na wyodrębnieniu z pewnego zbioru podobnych obiektów ich przedstawiciela, który zawiera największą liczbę cech charakterystycznych rozpatrywanego zbioru, wyodrębnionych w oparciu o ustalone kryteria i na tej podstawie umożliwia tworzenie podzbiorów o znacznym podobieństwie cech typowych. Ogranicza to różnorodność i ułatwia procesy wytwarzania.
3. Zasadę unifikacji polegającą na ograniczeniu liczby obiektów o podobnym przeznaczeniu funkcjonalnym do minimalnej liczby typowymiarów (kształty, właściwości, funkcje itp.). Zunifikowane obiekty traktowane są priorytetowo co sprzyja zwiększaniu skali ich produkcji i redukcji kosztów. Unifikacja realizowana jest przeważnie w określonych sektorach wytwarzania.
4. Zasadę modularyzacji traktowana jest jako wykorzystanie poprzednich zasad normalizacji w budowie obiektów lub procesów, które składają się ze stypizowanych i zunifikowanych elementów składowych. Takie podejście umożliwia konfigurowanie zróżnicowanych obiektów lub procesów, możliwość lepszego dopracowania modułów (większa skala ich produkcji) i tym samym polepszenie jakości finalnych obiektów przy jednoczesnej poprawie ich niezawodności, obsługiwalności i naprawialności.

Można jeszcze wskazać wiele innych zalet modularyzacji, zwłaszcza, gdy może ona być realizowana kompleksowo względem produktu, jego procesów technologicznych i systemów technologicznych oraz

organizacji produkcji. Jeśli w poszczególnych tych obszarach zostałyby opracowane moduły wzajemnie kompatybilne to znacznie wzrosłaby efektywność przygotowania produkcji, produkcji i eksploatacji. Z tych względów zasadnym jest podejmowanie prac z zakresu modularyzacji, które krok po kroku mogą poprawiać efektywność procesów wytwarzania, a tym samym konkurencyjność organizacji. Władze Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej oraz Instytutu Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego w Warszawie współpracując w tym zakresie i doceniając znaczenie problematyki modularyzacji okresowo będą poświęcać jeden z numerów kwartalnika naukowo-technicznego WBMiL PRz zagadnieniom modularyzacji w konstrukcjach, technologiach i produkcji maszyn i urządzeń technicznych.

Mark KRISTAL
Svetlana KIRILENKO
Państwowy Uniwersytet Techniczny
Wołgograd, Rosja

**PROJEKTOWANIE MODUŁOWEJ STRUKTURY
URZĄDZEŃ DO AUTOMATYCZNEGO MONTAŻU**

**ФОРМИРОВАНИЕ МОДУЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ УСТРОЙСТВ
ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СБОРКИ**

ВВЕДЕНИЕ

При автоматической сборке разработанное оборудование предназначено, как правило, для одного собираемого узла. Поэтому для его использования при сборке других подобных изделий целесообразно модульное исполнение указанного оборудования, что существенно может сократить трудоемкость технологической подготовки производства. Для реализации такого подхода требуется назначать конструктивные и рабочие параметры сборочных и вспомогательных устройств таким образом, чтобы они могли быть реализованы при любой организуемой компоновки сборочного оборудования.

МОДУЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СБОРКИ

Наиболее приспособленными для модульного исполнения являются устройства вибрационной и ротационной сборки [1, 2]. Это обусловлено тем, что реализуемая в подобных устройствах сборка выполняется под действием веса деталей, без специальных исполнительных механизмов. Однако при использовании этих устройств требуется разделение их на ряд функциональных модулей.

К ним относятся:

- модуль привода устройства (МП);
- модуль упругой подвески (МУП);
- модуль рабочего органа (МРО);
- модуль датчиков обратной связи (МД);
- модуль системы управления (МСУ).

В качестве привода целесообразно применение электромагнитного вибратора или турбины. Для их подключения при модульной сборке устройства используют электрические и пневматические разъемы. Конструктивное исполнение этих приводов приведено на рис. 1.

Модуль вибропривода (рис. 1-а), конструкции Ю.Л. Маткина содержит две платформы соединенные наклонными пружинами малой жесткости. На нижней платформе установлен магнитопровод поперечного электромагнита I с обмоткой, а к верхней платформе прикреплен пассивный якорь. В процессе работы якорь смещается практически параллельно плоскости зазора между якорем и магнитопроводом.

Для реализации вибрационных режимов как в линейных вибротранспортных и ротационных сборочных устройствах используют модули упругой подвески, конструктивное исполнение которых показано на рис. 2.

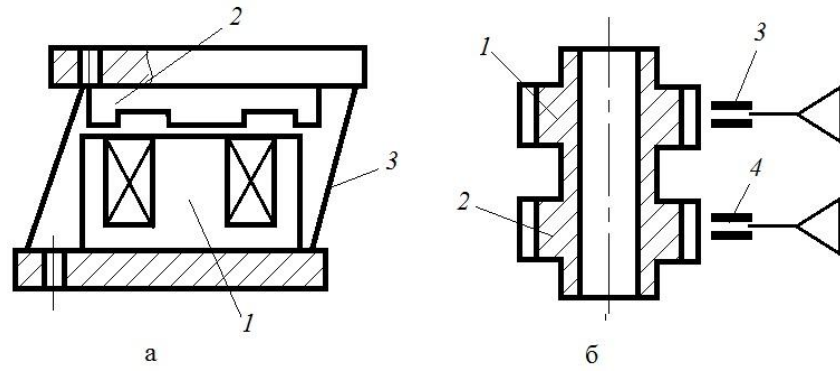
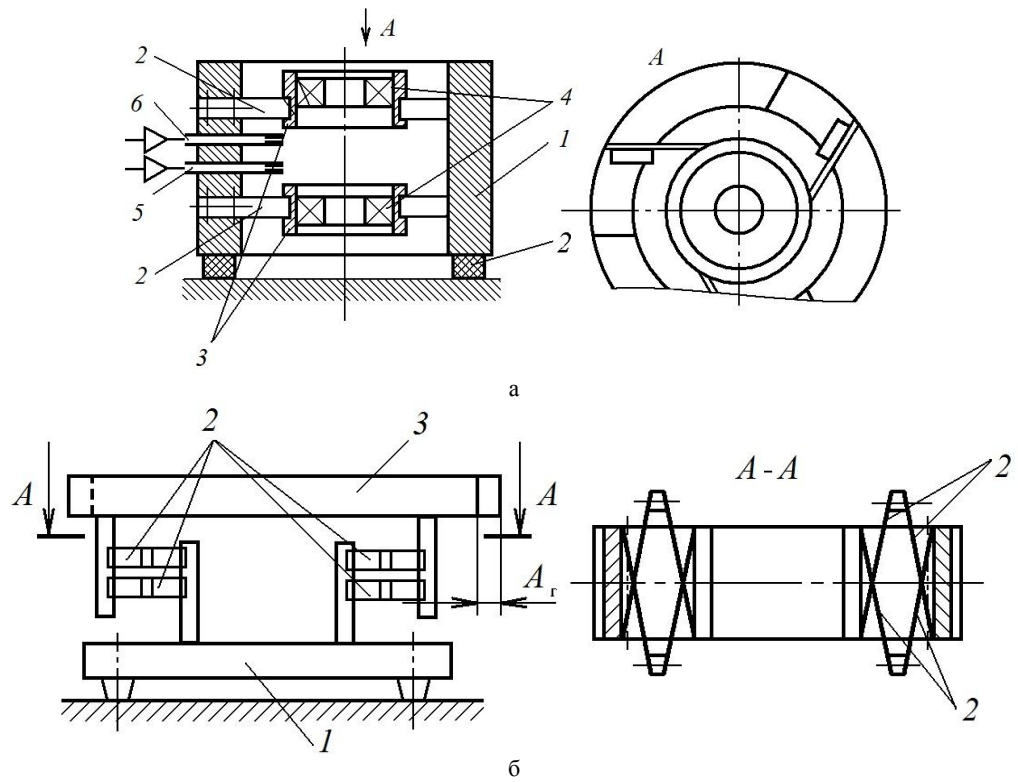


Рис. 1. Модули приводов: а – электромагнитный вибратор; б – турбопривод

Rys. 1. Moduły napędów: а – wibrator elektrodynamiczny, б – napęd turbinowy

Рис. 2. Модули упругой подвески приводов:
а - ротационной сборки, б - линейного виброприводаRys. 2. Moduły sprężystego zawieszenia napędów:
а – rotacyjnego montażu, б – liniowego napędu wibracyjnego

Для ротационной сборки МУП (рис. 2-а) состоит из корпуса 1, к которому прикреплены упругие элементы в виде плоских пружин 2. На них установлены корпуса 3 подшипников 4. В корпусе также размещены с возможностью регулировки их расположения сопла разгона 5 и торможения 6 турбины привода. Суммарная жесткость C пружин определяется из условия:

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m_{\text{пр}}}} \ll \omega_p,$$

где ω – частота собственных колебаний МУП; $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса МУП; ω_p – рабочая частота сборочного устройства.

Аналогично, но с учетом условия $\omega = (1,05 \dots 1,1)\omega_p$ подбирают жесткость плоских оппозитно расположенных пружин 2, закрепленных на кронштейнах относительно нижней массы 1 и верхней массы 3 МУП линейного вибропривода (рис. 2-б).

Модуль рабочего органа конструктивно исполняют в зависимости от реализуемого принципа автоматической сборки. Для соединения модулей упругой подвески с модулем рабочего органа применяют цанговые крепления (рис. 3).

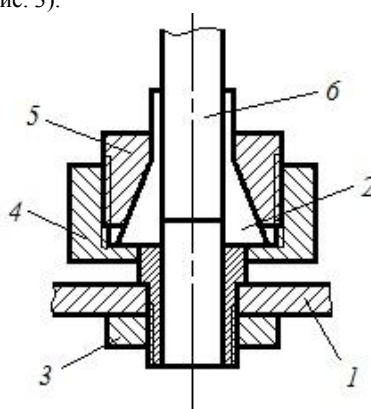


Рис. 3. Цанговое крепление

Rys. 3. Mocowanie za pomocą tulei zaciskowej

Крепление к базовой детали 1 осуществляют при помощи цанги 2, закрепленной гайкой 3. Зажим прикрепляемого модуля 6 осуществляется накладной гайкой 4 и рабочим конусом 5. Количество цанговых креплений зависит от конструктивного исполнения, как базового модуля, так и присоединяемого к нему модуля. Удобство крепления обусловлено независимостью углового расположения присоединяемой детали в отличие от передачи, например, вращения при помощи шлицевого или шпоночного соединения. При этом снижается также трудоемкость монтажных работ.

МОДУЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РОТАЦИОННОЙ СБОРКОЙ

Для выполнения ротационной необходимо создать на рабочем органе чистое вращение сборочного приспособления. Это достигается при вращении сопрягаемых деталей в резонансной области. То есть при разгоне турбинного привода сборочного модуля требуется пройти за частоту

его собственных колебаний. Для этого в систему управления сборочным модулем введен кольцевой электромагнит с обмоткой 9 (рис. 4), датчик 11, измеряющий угловую скорость вращения вала 2, задающее 12 и сравнивающее 13 устройства, а также электронный ключ 14 в цепи питания обмотки 9. Как видно из этого рисунка сборочный модуль содержит рабочий орган 1, установленный на валу 2, модуль турбинного привода с турбинами разгона 3 и торможения 4, вращающимися в опорах 5. Имеется модуль 7 упругой подвески относительно корпуса с пружинами 6. Кольцевой электромагнит содержит кольцевой сердечник 8, катушку с обмоткой 9 и соосно с ним расположенный якорь 10, закрепленный на нижней опоре 5. Сердечник 8 установлен на корпусе с возможностью вертикального перемещения для регулировки зазора S между ним и якорем 10, закрепленным на нижней поверхности опоры вращения 5. Выходы с датчика 11 и задающего устройства 12 соединены с входом сравнивающего устройства 13, выход которого соединен с входом электронного ключа 14, что обеспечивает включение (выключение) питания обмотки 9 при достижении валом 2 заданного значения угловой скорости вращения.

Модуль управления работает следующим образом.

В начальный момент времени электронным ключом 14 обмотка 9 подключается к цепи питания постоянным током. Затем подачей струи сжатого воздуха на лопасти турбины разгона вал 2 приводится во вращение. Одновременно от задающего устройства 12 на вход сравнивающего устройства 13 поступает сигнал со значением угловой скорости равной $\gamma\omega'_0$, где $\gamma < 1$ – коэффициент отношения заданного значения величины угловой скорости ω вращения к круговой частоте ω'_0 собственных колебаний подвешенной на упругих подвесах суммарной массы рабочего органа 1 с валом 2, турбинами разгона 3 и торможения 4 и опорами вращения 5. На другой вход сравнивающего устройства 13 поступает сигнал от датчика 11. При достижении угловой скорости ω вращения вала 2 значения, равного $\gamma\omega'_0$, на выходе сравнивающего устройства 13 вырабатывается сигнал, приводящий к отключению электронным ключом 14 цепи питания обмотки 9 (рис. 4,5). В результате чего колебательная система сборочного приспособления оказывается в необходимом для эффективной сборки резонансном режиме.

При торможении сборочного приспособления на вход сравнивающего устройства 13 от задающего устройства 12 поступает сигнал со значением угловой скорости равной $\gamma\omega'_0$, а на другой его вход от датчика 11, поступает сигнал со значением угловой скорости ω вала 2.

При достижении валом 2 угловой скорости, равной значению $\gamma\omega'_0$, на выходе сравнивающего устройства 13 вырабатывается сигнал, приводящий к подключению электронным ключом 14 обмотки 9 к питанию. Это приводит к увеличению частоты собственных колебаний описываемой выше системы до значения $\omega'_0 > \omega_0$ и исключает резонансные явления, приводящие к недопустимым значениям амплитуды колебаний сборочного приспособления (рис. 5).

Для осуществления сборочного процесса по методу вибрационной непрерывной сборки необходимо обеспечить скорость $V_{тр}$ движения собираемых деталей на линейном вибрационном модуле сборочной позиции меньшей скорости $V_б$ движения деталей в вибрационных загрузочных модулях. Это отношение выбирают из условий равенства степеней последствия $k_1 = k_2 = 7 \dots 12$ и интенсивностей $\lambda_1 = \lambda_2$ входящих на сборочную позицию потоков деталей. Полученное значение скорости $V_{тр}$ позволяет определить конструктивные параметры рабочего органа и модуля его упругой подвески.

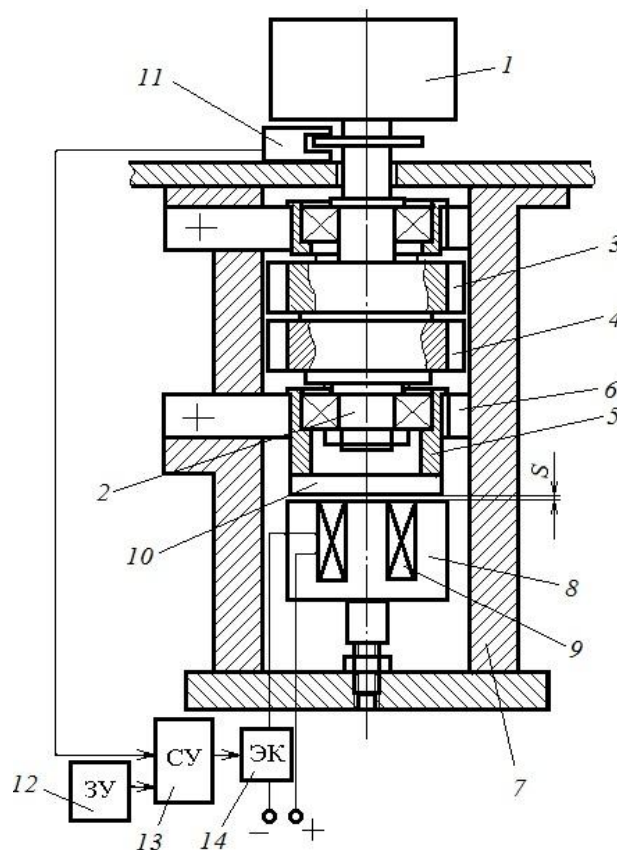


Рис. 4. Модуль ротационной сборки с модулем системы управления

Rys. 4. Moduł rotacyjny montażu z modułem systemu sterowania

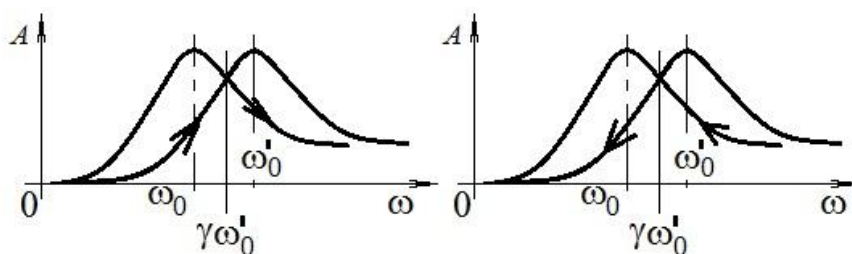


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики сборочного приспособления при его разгоне и торможении

Rys. 5. Amplitudowo-częstotliwościowe charakterystyki przyrządu montażowego przy jego uruchomieniu i hamowaniu

Рациональная частота ω вращения рабочего органа при ротационной сборке определяется из условия, обеспечивающего требуемую величину гироскопического момента, приводящего к совмещению осей сопрягаемых поверхностей:

$$\omega > \sqrt{gf|\bar{r}_c|} / (2\rho_x^2 - \rho_z^2)(1-f) \sin\theta_0,$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; f - коэффициент трения скольжения между материалами сопрягаемых деталей; \bar{r}_c - радиус-вектор положения центра масс охватываемой детали типа тела вращения относительно точки пересечения осей сопрягаемых поверхностей, м; ρ_x, ρ_z - радиусы инерции охватываемой детали относительно главных осей его эллипсоида инерции, м; θ_0 - начальный угол наклона оси охватываемой детали относительно оси охватывающей поверхности, рад.

ВЫВОДЫ

Таким образом, технологические и вспомогательные устройства вибрационной и ротационной сборки, предложенные авторами, удобны для реализации модульного принципа их исполнения, что существенно снижает трудоемкость технологической подготовки сборочного производства. Установлены основные критерии выбора их конструктивных и рабочих параметров. Рассмотренные в работе модули могут быть использованы для узловой сборки соединений обусловленной и необусловленной точности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кристаль М.Г., Чувилин И.А.: Модель динамики ротационной сборки цилиндрических деталей//Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – №8. – С. 12–15.
2. Кристаль М.Г.: Производительность и надежность сборочных автоматов: монография. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2011. – 160 с.

FORMATION OF MODULAR STRUCTURE OF DEVICES FOR AUTOMATED ASSEMBLY

Abstract: *We propose a systematic approach for the formation of modular technology and assistive devices automatic assembly of mechanical engineering products. The selection criteria of designing and operating parameters for the continuous vibration and rotary assembly. This approach significantly reduces the complexity of technological preparation for assembly production.*

Vadim NIKOLAJEV
Uniwersytet Techniczny
Samara, Rosja

MECHATRONICZNY MODUŁ O STRUKTURZE RÓWNOLEGLEJ DLA ELASTYCZNEJ PRODUKCJI MONTAŻOWEJ

МЕХАТРОННЫЙ МОДУЛЬ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ ДЛЯ ГИБКИХ СБОРОЧНЫХ ПРОИЗВОДСТВ

ВВЕДЕНИЕ

Концепция модульного построения технологического оборудования привлекает к себе всё возрастающее внимание специалистов, осуществляющих проектирование гибких сборочных систем (ГСС) в машиностроении.

Известно, что основная масса проблем программно-управляемой сборки (PROGRAMMABLE ASSEMBLY) связана не с манипулированием собираемыми компонентами, а с формированием таких параметров контактных связей между деталями, которые гарантированно обеспечивают возможность выполнения каждой вновь собранной сборочной единицей её служебного назначения.

Процесс формирования контактных связей между поверхностями сопряжения физически реализуется путём сообщения соединяемым деталям от выходных звеньев сборочных модулей целенаправленных, т.е. обладающих необходимыми свойствами, движений. К таким свойствам относятся: вид траектории движения, значения скорости, ускорения (замедления) на участках траектории, величины управляющих сил и реакций контактных связей, частотные характеристики. Принципиально важно, что в результате действия большого числа внешних и внутренних факторов неопределённости, необходимые свойства движений формирования контактных связей могут быть определены только в связи с наблюдаемой технологической ситуацией в каждой из реализаций сборочной операции. Традиционные устройства соединения деталей, построенные на основе программного управления приводами однокоординатных перемещений, такими возможностями не обладают.

Необходимо создание интеллектуальных мехатронных модулей (ИММ) [1], построенных на основе интеграции прецизионных механизмов параллельной структуры [2] и аппаратно-программных быстродействующих средств вычислительной техники, выполняющих решение задач управления технологическими ситуациями.

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЙ

Разработка ИММ должна базироваться на анализе движений, необходимых для формирования контактных связей между поверхностями сопряжения деталей. Проведенный анализ показал, что основные виды соединений требуют воспроизведения поступательных движений с заданными координатами начальной и конечной точек траектории. Необходима реализация требуемых диаграмм скоростей движений. Ряд соединений выполняется при сочетании поступательных и вращательных движений. Последние обеспечивают перевод деталей из начальной ориентации в конечную, причём движение начинается из состояния покоя и заканчивается также состоянием покоя.

Соединения, получаемые методами вальцевания, гибки и резьбовые соединения требуют воспроизведения комплексов движений состоящих из поступательного, вращательного и винтового движения. Каждое движение или комплекс движений должны иметь обратный ход, обеспечивающий возврат в исходное положение. Согласно теореме Шаля движение детали как твёрдого есть мгновенное винтовое движение. Представляет практический интерес возможность построения механизма, позволяющего на его выходном звене воспроизводить винтовое движение с управляемым шагом, а так же получать поступательные и вращательные движения в различных комбинациях и в широком диапазоне изменения параметров.

КОНСТРУКЦИЯ МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ

Модульный принцип построения промышленных роботов [3], металлорежущих станков [4], координатно-измерительных машин, сборочных систем [5] и другого технологического оборудования, как правило, реализуется путём последовательного соединения модулей поступательного и вращательного движения. Последовательное соединение модулей, при котором каждый последующий модуль имеет одну общую базу с предыдущим, приводит к накоплению отклонений фактического движения от заданного программного. Это отрицательно влияет на точность, ограничивает динамические возможности процесса воспроизведения движений, повышает энергетические затраты и снижает эксплуатационную долговечность модульных систем.

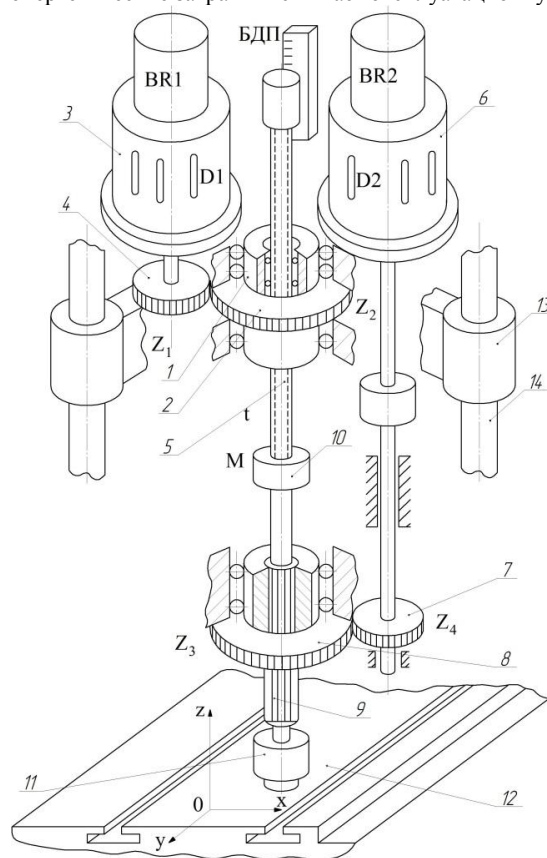


Рис. 1. Конструкция мехатронного модуля:
 1 – шариковая гайка, 2, 4, 7, 8 – шестерня,
 3 – двигатель привода вращения гайки,
 5 – винт, 6 – двигатель привода вращения
 винта, 9 – шлицевой вал,
 10 – муфта, 11 – инструмент,
 12 – технологический стол,
 13 – проушина, 14 – направляющая

Rys. 1. Konstrukcja modułu mechatronicznego:
 1 – nakrętka kulowa, 2, 4, 7, 8 – koło zębate,
 3 – silnik napędu nakrętki, 5 – śruba, 6 – silnik
 napędu śruby, 9 – wał wielowypustowy,
 10 – sprzęgło, 11 – narzędzie, 12 – stół techno-
 logiczny, 13 – wspornik, 14 – prowadnik

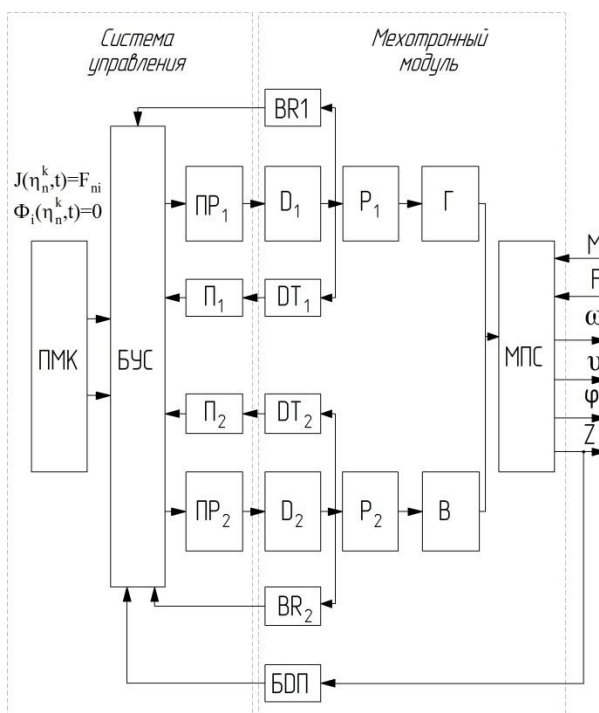


Рис. 2. Структурно-функциональная схема системы управления модулем

Rys. 2. Strukturalno-funkcyjnalny schemat układu sterowania modulem

На рис. 1 представлена конструкция модуля воспроизведения движений параллельной структуры в значительной степени свободная от указанных выше недостатков. В качестве кинематического преобразователя движений в модуле используется прецизионная передача винт-гайка качения. Вращение шариковой гайки 1, которая неподвижно соединена с шестерней 2, передаётся от электродвигателя 3 (D1) через шестерню 4. Шестерня 2 монтируется в верхней крышке корпуса модуля с помощью двух подшипниковых узлов. Для выборки бокового зазора в цилиндрической прямозубой передаче 4-2 используются шестерни с пружинным разведением. Шариковая гайка может вращаться с изменяющейся частотой и направлением, оставаясь неподвижной в осевом направлении.

Ходовой винт 5 получает вращение от электродвигателя 6 (D2) через шестерни 7 и 8, далее шлицевой вал 9 и жёсткую кулачковую муфту (М) 10. Конструктивное исполнение шестерён 7 и 8 и передаточное отношение пары такие же, как в кинематической цепи привода вращения шариковой гайки. Шестерня 8 неподвижно соединена со шлицевой ступицей, которая с помощью подшипникового узла монтируется в нижней крышке корпуса модуля. Подвижное шлицевое соединение позволяет обеспечивать как вращение ходового винта, так и его поступательное перемещение в осевом направлении. В нижней части шлицевого вала выполнено гнездо для установки сменного рабочего инструмента 11. Преобразователи BR1 и BR2 служат для измерения частоты вращения и углов поворота выходных валов электродвигателей. Для определения осевого положения ходового винта и скорости его перемещения относительно технологического стола 12 и, соответственно построенной на столе базовой системой координат OXYZ, предназначен блок датчиков БДП, подвижный элемент которого закреплён на верхнем конце ходового винта.

Соответствующая настройка этого блока задаёт положение начала базовой системы координат (точка O), ось Z которой параллельна или совпадает с осью ходового винта. Корпус модуля имеет проушины 13, при помощи которых модуль устанавливается на стойки или вертикальные (горизонтальные) направляющие 14.

Как следует из рис.1 частота и направление (знак) вращения рабочего инструмента n_{PI} определяются только величиной и знаком частоты вращения винта n_B . Принимая за положительное направление вращения по часовой стрелке, имеем:

$$n_{PI} = n_B = -i_2 \cdot n_2 = -0,4 \cdot n_2 \quad (1)$$

$$n_{PI} = -i_1 \cdot n_1 = -0,4 \cdot n_1.$$

где: n_1 и n_2 - частоты вращения двигателей D1 и D2 соответственно.

Если определяющей составляющей движения инструмента является скорость его поступательного перемещения, то для значения шага винта $t = 5$ мм. имеем:

$$v_{PI} = 2(n_1 - n_2) \text{ мм/мин.} \quad (2)$$

Разрешая (1) и (2) относительно переменных n_1 и n_2 получим следующую систему соотношений:

$$n_1 = 0,5 v_{PI} + n_2 \quad (3)$$

$$n_2 = -2,5 \cdot n_{PI},$$

которая однозначно позволяет определить знак и численные значения n_1 и n_2 , а также закономерности их изменения во времени для обобщённого винтового движения.

Как видно из (2) знак v_{PI} может меняться не только за счёт смены знаков n_1 и n_2 , но и за счёт изменения их соотношения при постоянном направлении вращения валов электродвигателей. Это означает, что модуль имеет возможность реверсировать осевое перемещение инструмента без изменения направления вращения двигателей. При $n_B > n_{PI}$ имеет место движение инструмента в направлении оси Z, при $n_B < n_{PI}$ - в обратном направлении, а при $n_B = n_{PI}$ - осевое перемещение инструмента отсутствует, инструмент совершает вращательное движение с частотой $n_{PI} = n_B = n_{PI}$.

УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Управление технологическими ситуациями должно включать такие действия как анализ и классификация координатных и факторных составляющих движения выходного звена сборочного модуля в данный момент времени (причём проделывать это необходимо непрерывно или достаточно часто), принятие решения о необходимости вмешательства в процесс, выбор технологии управления, воспроизведение движений, предупреждающих неблагоприятное развитие ситуаций. Принципы такого управления сформулированы в работе [6].

Структурно-функциональная схема системы управления модулем представлена на рис. 2. Система включает исполнительную (приводную) часть, блок управления ситуациями (БУС), программируемый контроллер (ПМК) и комплекс необходимых измерительно-информационных средств. Исполнительная часть содержит механизм параллельной структуры (МПС), выходное звено

которого воспроизводит движение формирования контактных связей ($Z, \varphi, \vartheta, \omega$), воспринимая силовые (F) и моментные воздействия (M). МПС образован шариковой гайкой (G) и винтом (B), вращательные движения на которые передаются через редукторы (P_1 и P_2) от электродвигателей (D_1 и D_2). Управление двигателями осуществляется тиристорными регуляторами, соответственно PP_1 и PP_2 . Задания на PP_1 и PP_2 поступает от БУС.

Информационные каналы обеспечивают БУС данными о координате Z выходного звена (блок датчиков положения – БДП), углах поворота и частоте вращения двигателей ($BR1, BR2$) и текущих силовых воздействиях (датчики тока DT_1 и DT_2 с преобразователями Π_1 и Π_2). Эти данные необходимы для воспроизведения, коррекции или модификации программ и законов движения, а также для своевременного прекращения тех реализаций сборочных операций, которые могут иметь крайне нежелательные последствия (дефекты сборки, перегрузки модуля, возможное повреждение механизма и средств технологического оснащения, нарушения настройки и т.п.).

Анализ и классификация технологических ситуаций производится по измеренным текущим значениям координатных и факторных составляющих воспроизводимого движения в данной реализации сборочной операции путём их сопоставления с координатами точек изображающих траекторий в пространстве признаков приемлемого процесса формирования контактных связей.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ МОДУЛЯ

На основе изложенных выше принципов в Институте проблем управления сложными системами РАН разработан и прошёл промышленную апробацию мехатронный модуль [7], общий вид которого представлен на рис. 3. Сборочный модуль имеет следующие основные технические характеристики:

Размеры рабочей зоны, мм	300 x 300 x 300
Масса сборочной единицы, кг.....	5,0
Вертикальное перемещение выходного звена, мм.....	0-120
Угловое перемещение	
выходного звена, рад	не ограничено
Частота вращения	
выходного звена, мин ⁻¹	0 ± 800
Скорость вертикального перемещения, мм/мин.....	0-8000
Погрешность вертикального перемещения, мм.....	±0,05
Погрешность поворота	
выходного звена, рад.....	± 5,0 · 10 ⁻³
Подача, мм/об	0,05-5,0
Погрешность поддержания	
заданного силового воздействия, Н.....	± 100
Габаритные размеры, мм.....	1000 x 565 x 360
Масса модуля, кг.....	270

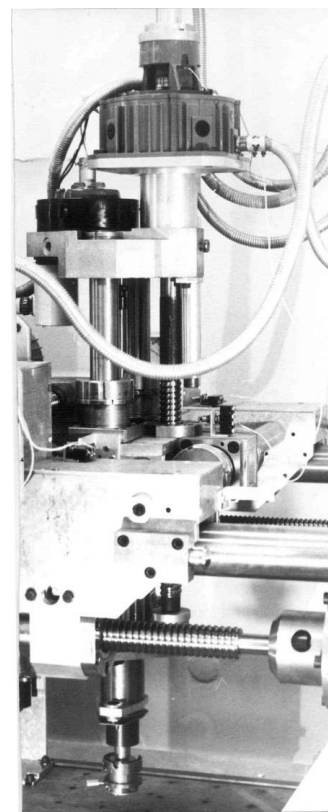


Рис. 3. Общий вид мехатронного модуля

Rys. 3. Ogólny widok modułu mechatronicznego

На рис. 4 представлены результаты выполнения операций сборки вальцовочных и продольно-прессовых соединений. При сборке сердечника с корпусом (рис.4, а) методом вальцевания необходимо было обеспечить диаметр $D = \varnothing 30_{-0,5}$ и момент проворачивания $M = 10^{+1,0}$

Н* М. Гистограммы рассеивания указанных параметров представлены на рис.4 , b,c,d,e. Рис.4, b,d – операция выполнялась на установке с вертикальным перемещением вальцовочной головки через рычажную систему от пневматического привода и пружин, вращение головки – от асинхронного электродвигателя. Рис.4, с,e – операция выполнялась на мехатронном модуле. В том и другом случае объём партии -10,0 тыс. штук соединений. Оценка процессов проводилась по индексам воспроизводимости операции $C_p^D, C_{pk}^D, C_p^{D*}, C_{pk}^{D*}, C_p^M, C_{pk}^M, C_p^{M*}, C_{pk}^{M*}$, где индекс * относится к мехатронному модулю. В результате установлено, что выполнение операции на мехатронном модуле создаёт хорошие возможности для обеспечения приемлемости процесса (C_p^* и $C_{pk}^* > 1$). Поля рассеяния ω_D и ω_M сократились от 15 до 20%. Центры группирования $M(X)$ приблизились к координатам середин полей допусков.

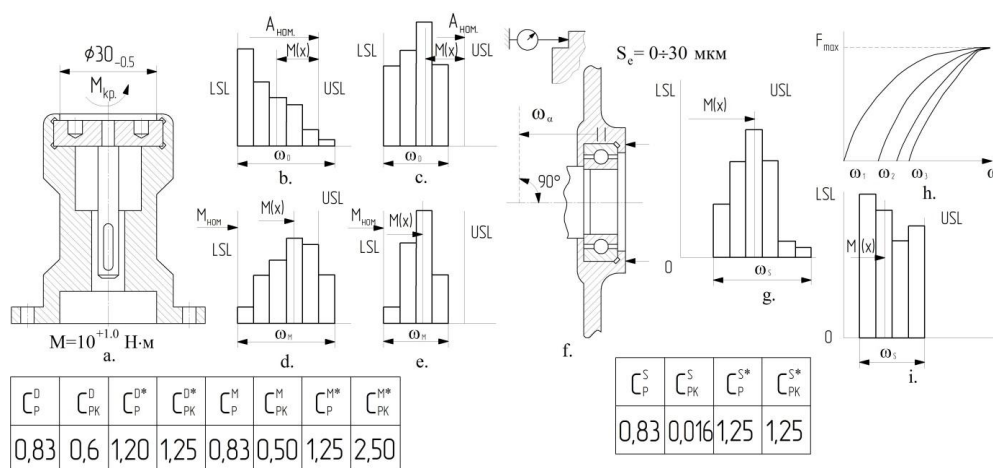


Рис. 4. Технологические возможности модуля

Rys. 4. Technologiczne możliwości modułu

При запрессовке подшипника BV1-3065AE в крышку 94.3701401-04 технологическая задача состояла в обеспечении требования к торцевому биению базировочной поверхности крышки ($S_g = 0 - 30$ мкм.). Реализация многоциклового нагружения стыка базового торца кольца с торцевой поверхностью крышки при выполнении операции на мехатронном модуле (Рис.4,h) позволила существенно повысить значения индексов воспроизводимости. На рис.4, g, i представлены гистограммы торцевого биения, соответственно на пневматическом прессе и мехатронном модуле.

Мехатронный модуль обеспечивает сокращение поля рассеяния почти в 2 раза при одновременном его центрировании относительно координаты середины поля допуска.

ВЫВОДЫ

Установлена возможность создания мехатронных модулей, отличающихся способностью воспроизводить на выходном звене с высокой точностью поступательные, вращательные и винтовые движения путём параллельных действий звеньев и приводов. Доказана техническая реализуемость таких конструкций и подтверждена эффективность их применения в гибких сборочных системах.

Мехатронные модули параллельной структуры обладают значительно расширенными областями динамической, параметрической и конструктивной достаточности, что позволяет на их основе реализовать управление технологическими ситуациями, возникающими и развивающимися в результате действия различных факторов неопределённости среды.

Область применения модулей видимо не ограничивается сборочными операциями, способность воспринимать значительные нагрузки и с высокой точностью воспроизводить комплексы движений делает их весьма перспективными для автоматизации операций механообработки деталей резанием, обработки давлением и возможно других процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Макаров И.М., Лохин В.М., Манько С.В., Романов М.П.: Принципы организации интеллектуального управления мехатронными системами // мехатроника, №1, 2001, С.29-38
2. Пространственные механизмы параллельной структуры./ В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев. – М.: Наука, 1991.- 95 с.
3. 3. Справочник по промышленной робототехнике: В 2-х кн.Кн. 1./ Под ред. Ш. Нофа; Пер. С англ. Д.Ф. Миронова и др.- Машиностроение, 1989. -480 с.:ил.
4. Аверьянов О.И.: Модульный принцип построения станков с ЧПУ.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.: ил.
5. Гибкие сборочные системы/ Под ред. У.Б. Хегинботамы; Пер. с англ. Д.Ф. Миронова; Под ред. А.М. Покровского, - М.: Машиностроение, 1988, - 400 с.: ил.
6. Поспелов Д.А.: Ситуационное управление: теория и практика. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.- мат. Лит., 1986. Б-288 с.
7. Николаев В.А.: Мехатронный модуль для сборки вальцовочных соединений. Мехатроника, автоматизация, управление /Труды Первой Всероссийской научно-технической конференции с международным участием- М.: Новые технологии, 2004. С.321-324

MECHATRONIC MODULE OF PARALLEL STRUCTURE FOR FLEXIBLE ASSEMBLY SYSTEMS

Abstract. Factors defining the efficiency of standard modules regulating the movement reproduction in flexible assembly systems are considered. The mechatronic module of parallel structure is characterized by the specific connection of its target link with the basis by means of two kinematical chains each of which contains a complete electric drive. The required movements are reproduced by computer management of engine rotation frequencies. The identification of technological situations is realized on representing trajectories. Technical characteristics of the module are provided.

Tygran DZHUGURYAN
Państwowa Akademia
Budownictwa i Architektury
Odessa, Ukraina

CECHY CHARAKTERYSTYCZNE PROJEKTOWANIA ELASTYCZNYCH MODUŁÓW PRODUKCYJNYCH O KONSTRUKCJI RAMOWEJ

DESIGN FEATURES OF FLEXIBLE MANUFACTURING MODULES IN FRAME CONSTRUCTION

INTRODUCTION

Modular technology is based on the end-to-end application of modularity in design and technological preproduction, when the product is introduced by a set of modules with a technological process, equipment and accessories being specially developed for manufacturing these modules. The resulting modular manufacturing process combines the advantages of single, standard and group technology, and on a modular level allows each company to organize an elemental base for technological processes, equipment and accessories and implement the production of some product by assembly method [1].

The existing technological equipment modules differ in a great variety of assemblies that: 1) complicates the creation of virtual plants for digital display, virtual testing and simulation of all production stages [2], 2) requires significant costs on their introduction into the technological process, upgrade, and/or re-equipment in compliance with the new production requirements.

One-storey factories are generally characterized by a large extent of industrial areas and their communications in urban development, strained freight through the city streets and highways, and as a consequence, significant economic losses. Therefore, at present more and more often multi-storey factories are built, where the weight and dimensions of modular technological equipment (MTE) used is very important [3]. The currently used technological equipment modules are generally bulky and metal-intensive, which is not always justified and hinders their efficient application in flexible multi-storey automated factory complexes.

Grounding on the foregoing analysis, there occurs a necessity for further development of MTE architecture based on flexible manufacturing modules in frame construction (FMMFC) [4], allowing to eliminate the above-mentioned drawbacks.

The aim of the research is to review the development features for FMMFC, ensuring their high performance by simultaneous multi-tooling and installing them in a flexible, multi-storey automated factory complexes.

FMMFC DESIGN FEATURES

Fig. 1 shows several schemes of possible FMMFC configurations, which are made in the form of polyhedra, for example, a rectangular parallelepiped or a hexahedron formed by the bearing edges (1) with the guide surfaces (2) and the stands (3) with the working bodies (4), based on them [4]. The stands (3) with the working bodies (4), depending on the MTE purpose and the nature of operations, can be stationary or movable, and mounted on one, several or even all six faces of the polyhedron. The working body (4) is executed as a sleeve or is fixed with respect to the stands (3) and includes, e.g. a spindle assembly (5) or a manipulator (6).

FMMFC are divided into MTE, intended for turning, drilling, milling, boring, grinding and finishing operations, as well as for stamping, welding, assembling, packing, kitting, labeling and packaging (fig. 1a).

Of a particular note is the use of FMMFC in generative technologies for product generation, as well as in integrated technologies based on Rapid Prototyping, Rapid Tooling, Rapid Manufacturing [2].

Fig. 1b shows the FMMFC assembly scheme in the form of a rectangular parallelepiped with several mobile stands (3) on each face. Such assembly schemes can be used in welding, assembling, packing, kitting, labeling and packaging the product.

With the technological environment being changed FMMFC re-equipment (modernization) process is accomplished by replacing or additional installing the working bodies (4), if necessary, the stands (3) of a proper size and purpose.

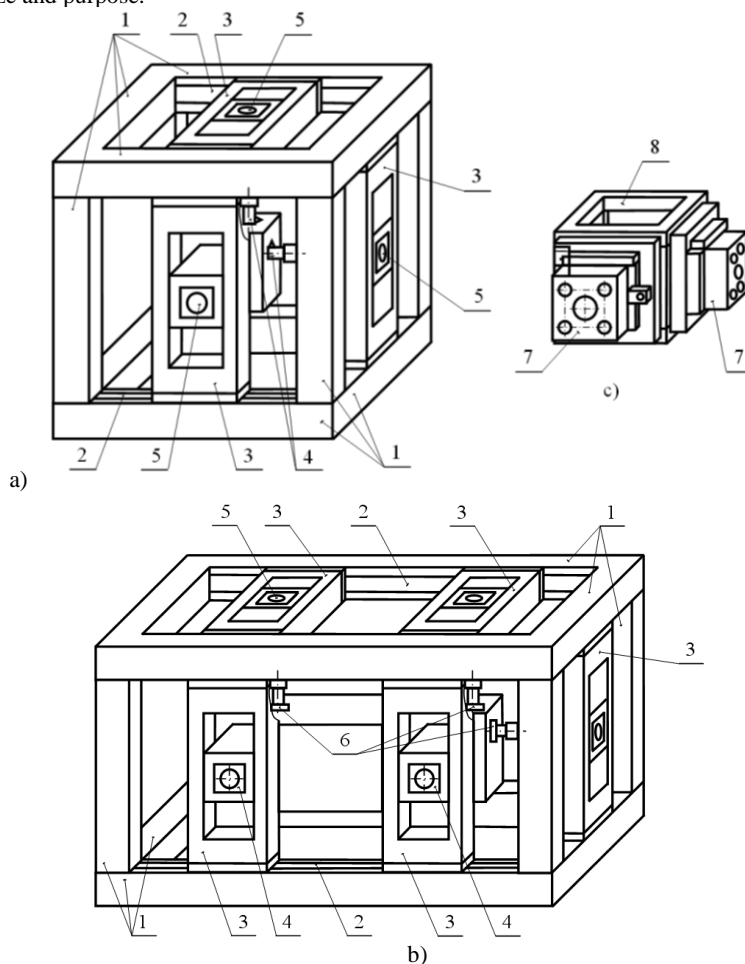


Fig. 1. Schemes of possible FMMFC configurations and equipment for frame construction

Rys. 1. Schematy możliwych konfiguracji wyposażenia elastycznych modułów produkcyjnych o konstrukcji ramowej

FMMFC provides high performance due to the simultaneous multilateral machining of a workpiece. If unilateral treatment of a workpiece (7) is required, it is installed on each side of the module in frame structure (8) (see Fig. 1, c), made in the form of a polyhedron. This allows equal loading the spindles and eliminating their delay. The module (8) may also include the connecting bearings 6, attached to the edges of the polyhedron, that enable tightening the workpiece and thus ensuring the machining of irregular shaped workpieces or non-rigid parts.

Steel edges (1) of the FMMFC framework are calculated at the required structural machine-tool rigidity, providing precise manufacturing or assembling. The calculations show that the steel FMMFC framework allows reducing significantly (30%) the weight of MTE per unit of output compared with the traditional layout of machines-tools with simultaneous multilateral machining.

APPLICATION of FMMFC in MULTI-STOREY FACTORY

Fig. 2 shows a scheme of FMMFC application in a multi-storey automated factory complex. Multi-storey automated factory contains a multi-storey warehouse (1), machining (2) and assembling (3) shops. The shops (2, 3) of each floor are provided with FMMFC (4, 5) for machining and assembling, respectively, and connected by transport systems (6) through a multi-storey warehouse (1). The assembling shops (3) are connected to each other in the sequence ensuring the assembly of the finished product (7) on the ground floor. The direction of the assembly process is shown by the arrow (8). This scheme of FMMFC application allows their efficient arrangement in a multi storey factory complex due to the machining shops fully providing the assembling shops located on one floor, and the technological assembly process being performed in the top-down sequence. Thus, the subassemblies are made on the upper floors, on the middle floors the subassemblies form the assemblies of the product, and on the ground floor finished products are made up on basic parts (frame, large body parts) with the assemblies available.

Thus, light FMMFC will obviously house on the upper floors for small parts machining, FMMFC for basic, auxiliary parts machining – on the middle floors, and on the ground floor – heavy FMMFC for the basic core components machining. The application of FMMFC per floor in the assembling shops is similar. This approach reduces the cost of building a multi-storey factory by decreasing the load on its supporting structures, as well as the installation of logistics and transportation of blanks, components, machined parts, assembly units and manufactured products.

The average weight distribution per floor of one FMMFC unit, blanks and components of one product is selected in each case of the MTE design and the plant as a whole. However, if we proceed from the equation of potential energy spent on lifting a standard size of FMMFC, blanks and components of one product per each floor, the weight distribution per floor of these parts can be determined through the following relationships:

$$G_{F,i} = \frac{N \cdot G_{F,m}}{(n+1) \cdot \sum_{i=1}^N \frac{1}{N}} ; \quad (1)$$

$$G_{W,i} = \frac{\sum_{j=1}^k G_{W,j}}{(n+1) \cdot \sum_{i=1}^N \frac{1}{N}} ; \quad (2)$$

$$G_{C,i} = \frac{\sum_{q=1}^p G_{C,q}}{(n+1) \cdot \sum_{i=1}^N \frac{1}{N}}, \quad (3)$$

where $G_{F,i}$, $G_{w,i}$, $G_{C,i}$ are, respectively, the weight of FMMFC, blanks and components of the assembly unit on the i -th floor, kN;

$G_{F,m}$, $G_{w,j}$, $G_{C,q}$ are, respectively, the average weight of FMMFC, j -th piece of the total k pieces and q -th component of assembly unit out of the total number p components of one product on the i -th floor, kN;

N , n is a total quantity of floors and a number of the floor at the factory (ground floor $n = 0$).

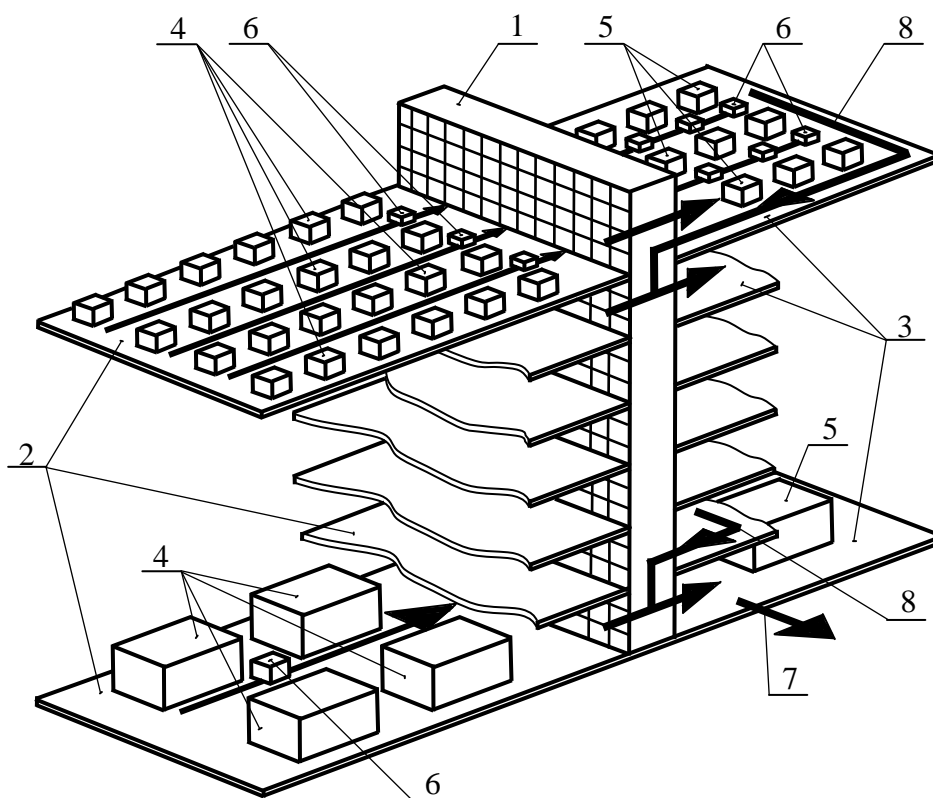


Fig. 2. FMMFC application scheme in a flexible multi-storey automated factory complex

Rys. 2. Zastosowanie elastycznych modułów o konstrukcji ramowej w wielopoziomowym magazynie zautomatyzowanej fabryki

The advantages of applying FMMFC in flexible multi-storey automated factory complexes in the above-mentioned example are:

1. a mass decrease per floor of FMMFC, workpieces and assembled units bottom-up, resulting in the relief of load-bearing building structures, the possibility of increasing a quantity of floors, as well as manufacturing large-sized products of greater mass;
2. decrease of FMMFC installation costs and internal transportation;
3. increase of productivity by reducing the on-coming and excluding the return transport and providing rhythmic movements of the assembly by means of disjoining the technological processes of machining and assembling per floor;
4. decrease of industrial areas by increasing a number of floors of buildings, factory complexes.

SUMMARY

In respect to consideration of the main features for FMMFC development the following conclusions can be drawn:

1. Providing the necessary and sufficient rigidity of FMMFC steel frame, on the one hand, and the possibility of simultaneous multilateral machining (assembling) of components, on the other hand, enables to improve the performance of manufacturing products.
2. Taking into account the lightweight design of the proposed flexible production module, it is appropriate to use it in flexible multi-storey automated factory complexes. It's efficient to carry out the standard size FMMFC design considering its average weight and the floor it is located on.

REFERENCES

1. *Базров Б. М.*: Модульная технология в машиностроении. – Москва: Машиностроение, 2001.
2. *Весткемпер Э.*: Введение в организацию производства / Э. Весткемпер, М. Декер, Л. Ендоуби, А.И. Грабченко, В.Л. Доброскок ; пер. с нем. ; под об. ред. А.И. Грабченко. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008.
3. *Вершинин В.И.*: Эволюция промышленной архитектуры: учеб. пособие. – Москва : Архитектура-С, 2007.
4. *Гилка Н.С., Григорьян Г.Д., Джугурян Т.Г., Линчевский П.А., Маркаров Г.М., Пупин А.П.*: Гибкий производственный модуль. – SU 1380915 A1 (СССР), B23Q41/00. – № 4122321/25; Заявл. 23.09.86; Опубл. 15.03.88, Бюл. №10.

ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ ГИБКИХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ МОДУЛЕЙ РАМНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Аннотация. Рассмотрены особенности разработки гибких производственных модулей рамной конструкции, связанные с выбором их компоновок и типоразмеров на основе информации об обрабатываемых заготовках. Предложены принципы расположения типоразмеров гибких производственных модулей рамной конструкции в многоэтажном здании завода.

Leonarda W. BOŹKOWA
 Michail W. WARTANOW
 Nikita A. MARTYNOWICZ
 Państwowy Uniwersytet Techniczny MAMI
 Moskwa, Rosja

MODEL MATEMATYCZNY DYNAMIKI ZROBOTYZOWANEGO MONTAŻU
 NA BAZIE ŚRODKÓW ADAPTACJI

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ РОБОТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ
 НА ОСНОВЕ СРЕДСТВ АДАПТАЦИИ

При использовании в сборочных операциях промышленных роботов с программным управлением и пассивной адаптацией, часто не удается достичь величины погрешности позиционирования робота, удовлетворяющей условиям собираемости. В этом случае целесообразным является использование дополнительных специализированных устройств, уменьшающих первоначальную погрешность позиционирования робота.

В работе [1, 2] предложена конструкция такого специализированного сборочного устройства, представляющего собой двухзвенный манипулятор, каждое звено которого приводится в движение от отдельного привода.

Устанавливаемая деталь - вал упруго базируется в схвате робота (рис. 1а). При этом упругие связи в схвате допускают перемещения устанавливаемой детали в вертикальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным направлениям (рис. 1б).

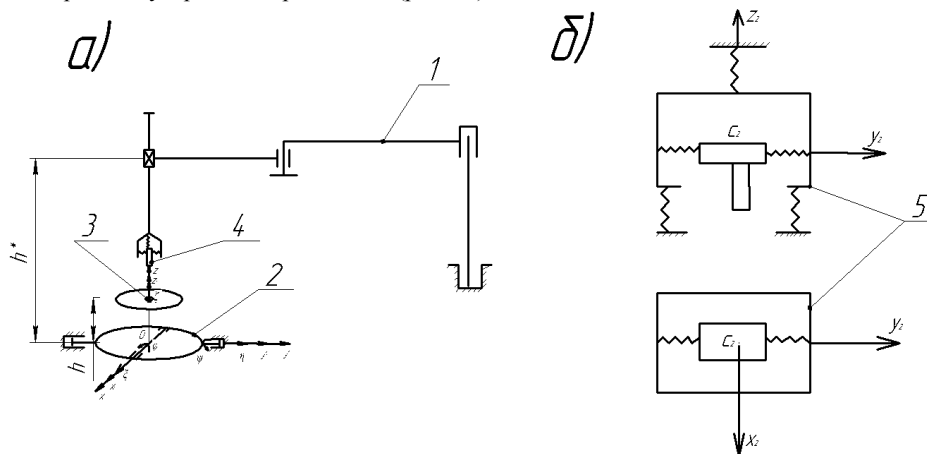


Рис. 1. Кинематическая схема роботизированной сборки

Rys. 1. Schemat kinematyczny zrobotyzowanego montażu

При наличии вспомогательного специализированного вибрационного устройства (а) и пассивной адаптивной головки (б): 1 – основной манипулятор; 2 – двухзвенное вибрационное устройство; 3 – втулка; 4 – устанавливаемая деталь (вал); 5 – кинематическая схема упругого закрепления вала в схвате.

Для определенности на рис. 1а введены три системы координат с общим началом в точке 0:

$Oxyz$ – неподвижная система координат, $O\xi\eta\zeta$ – системы координат, жестко связанные соответственно с первым и вторым звеньями вибрационного устройства. Система координат $C_2x_2y_2z_2$ жестко связана со схватом робота (рис. 1б).

Вибрационные колебания звеньев устройства происходит вокруг осей Ox и Oy , по законам:

$$\psi = A \sin kt, \quad \varphi = A \cos kt, \quad (1)$$

где A – амплитуда; k – круговая частота колебаний.

Рабочим движением основного манипулятора на этапе сопряжения деталей является поступательное перемещение звена, несущего схват вертикально вниз. В [1] рассмотрен случай. Когда первоначальный контакт устанавливаемой детали происходит в одной точке с плоскостью ориентирующего диска, на котором закреплена втулка (при $\zeta = h$). Для этого случая получены дифференциальные уравнения движения центра масс устанавливаемой детали по отношению к неинерциальной системе координат $O\xi\eta\zeta$, жестко связанной с базовой деталью. Анализ численного решения полученной системе дифференциальных уравнений показал, что существует область значений основных динамических и конструктивных параметров сборочного устройства, обеспечивающих ассиметричное приближение центра масс устанавливаемой детали к оси базовой детали. В результате условия собираемости удовлетворялись.

На первом этапе решения данной задачи исследуем случай контакта сопрягаемых деталей в одной точке. При этом возможны два варианта контакта деталей:

Контакт торца базовой детали с образующей устанавливаемой детали (рис. 2а),

Контакт торца устанавливаемой детали с образующей базовой (рис. 2б)

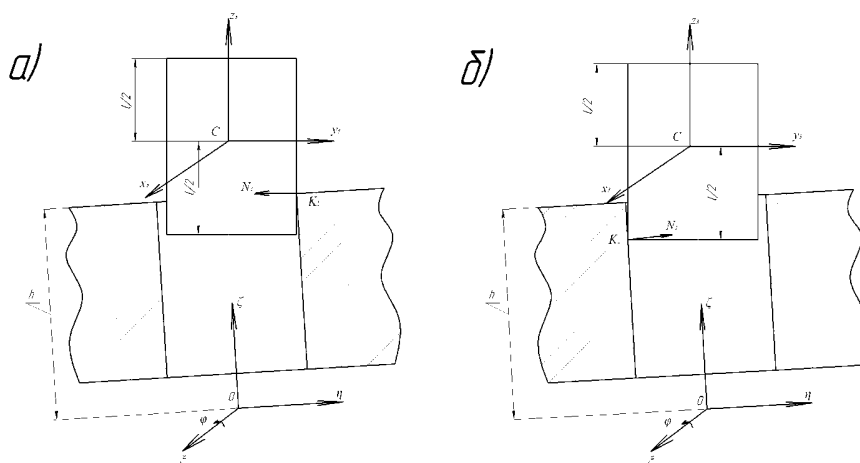


Рис. 2. Контакт сопрягаемых деталей в одной точке

Rys. 2. Styk toczonej elementów w jednym punkcie

Для каждого из показанных случаев контакта сопрягаемых деталей (рис. 2а, б) необходимо построить дифференциальные уравнения движения центра масс вала (т. с) по отношению к неинерциальным системам координат $0\xi\eta\zeta$, жестко связанной с базовой деталью.

Дифференциальные уравнения относительного движения центра масс вала в форме второго закона ньютона имеют вид [3]:

$$m\bar{a}_{cr} = m\bar{g} + \bar{N}_i + \bar{F}_{mp}^{(i)} + \bar{F}^{yn} + \bar{F}_{ce}^{un} + \bar{F}_{ck}^{un} + \bar{F}, \quad (2)$$

где \bar{a}_{cr} – относительное ускорение центра масс вала; $m\bar{g}$ – сила трения вала; $\bar{N}_i + \bar{F}_{mp}^{(i)}$ - ($i=1,2$) – нормальная реакция и сила трения в точках координат детали (K_1 и K_2); \bar{F}^{yn} – равнодействующая упругих сил в схвате; $\bar{F}_{ce}^{un} + \bar{F}_{ck}^{un}$ – соответственно переносная и Кориолисова силы инерции центра масс вала; \bar{F} – сборочное усилие, развиваемое приводом основного робота.

На основе результатов работы [1] были найдены проекции силы упругости (\bar{F}^{yn}),

Переносной и Кариолисовой сил инерции центра масс вала ($\bar{F}_{ce}^{un}, \bar{F}_{ck}^{un}$), а также сборочного усилия (\bar{F}) на оси системы координат $0\xi\eta\zeta$.

Для построения дифференциальных уравнений движения центра масс вала, в случае одностороннего контакта торца базовой детали и образующей устанавливаемой (рис. 2а) необходимо найти также проекции нормальной реакции \bar{N}_1 и $\bar{F}_{mp}^{(1)}$ силы трения (рис. 2а) на оси системы координат $0\xi\eta\zeta$.

С этой целью применим аппарат матриц преобразования однородных координат.

При этом нормальная реакция \bar{N}_1 будет перпендикулярна оси cx_3 и параллельна cy_3 (рис. 2а).

Таким образом, известны проекции нормальной реакции \bar{N}_1 на оси системы координат $cx_3y_3z_3$:

$$N_{1x_3} = 0, N_{1y_3} = 0, N_{1z_3} = 0 \quad (3)$$

Проекция нормальной реакции \bar{N}_1 на оси системы координат $0\xi\eta\zeta$ можно определить по формуле:

$$\begin{Bmatrix} N_{1\xi} \\ N_{1\eta} \\ N_{1\zeta} \end{Bmatrix} = [lg] \begin{Bmatrix} N_{1x_3} \\ N_{1y_3} \\ N_{1z_3} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

где $[lg]$ – матрица направляющих косинусов, определяющая направление осей системы координат $cx_3y_3z_3$, жестко связанной с валом, по отношению к осям системы координат $0\xi\eta\zeta$ связанной с втулкой.

Матрица $[lg]$ в соответствии с результатами [1] имеет вид:

$$[lg] = \begin{bmatrix} \cos \psi & 0 & -\sin \psi \\ \sin \psi \sin \varphi & \cos \varphi & \cos \psi \sin \varphi \\ \sin \psi \cos \varphi & -\sin \varphi & \cos \psi \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (5)$$

Таким образом, на основании (4) с учетом (3) и (5) получим:

$$N_{1\xi} = 0, N_{1\eta} = N_1, N_{1\zeta} = N_1 \varphi \quad (6)$$

Из (6) следует, что нормальная реакция N_1 лежит в плоскости, параллельной координатной плоскости $0\eta\zeta$. Следовательно, сила трения $\bar{F}_{mp}^{(1)}$ приближенно будет параллельной оси 0ξ . При этом проекции силы трения $\bar{F}_{mp}^{(1)}$ на оси системы координат $0\xi\eta\zeta$ будут определяться по формулам:

$$F_{mp\xi}^{(1)} = -f N_1 \frac{\dot{\xi}_{k_1}}{|\dot{\xi}_{k_1}|}, F_{mp\eta}^{(1)} = 0; F_{mp\zeta}^{(1)} = 0 \quad (7)$$

где f – коэффициент трения скольжения между поверхностями контактируемых деталей; $\dot{\xi}_{k_1}$ – соответствующая составляющая скорости точки устанавливаемой детали.

Для определения составляющей скорости точки K_1 , необходимо найти зависимости между координатами точки втулки в системах координат $Cx_3y_3z_3$ и $0\xi\eta\zeta$.

В рассматриваемом случае координаты точки в системе координат $Cx_3y_3z_3$ равны:

$$x_{k_1}^{(3)} = 0; y_k^{(3)} = r; z_k^{(3)} \quad (8)$$

Между координатами точки K_1 в системах координат $0\xi\eta\zeta$ и $Cx_3y_3z_3$ существует зависимость:

$$\begin{Bmatrix} \xi_{k_1} \\ \eta_{k_1} \\ \zeta_k \\ 1 \end{Bmatrix} = [Bg] \begin{Bmatrix} x_{k_1}^{(3)} \\ y_{k_1}^{(3)} \\ z_{k_1}^{(3)} \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

где $[Bg]$ – матрица, задающая положение системы координат и $Cx_3y_3z_3$ относительно системы координат и $0\xi\eta\zeta$.

При этом матрица имеет вид:

$$[Bg] = \begin{bmatrix} \cos \psi & 0 & -\sin \psi & \xi_c \\ \sin \psi \sin \varphi & \cos \varphi & \cos \psi \sin \varphi & \eta_c \\ \sin \psi \cos \varphi & -\sin \varphi & \cos \psi \cos \varphi & \zeta_c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Таким образом, на основании (9) с учетом (8), (10) и (5) получим:

$$\begin{cases} \xi_{k_1} = -z_{k_1}^{(3)} \psi + \xi_c \\ \eta_{k_1} = r + z_{k_1}^{(3)} \varphi + \eta_c \\ \zeta_{k_1} = -r\varphi + z_{k_1}^{(3)} + \zeta_c \end{cases} \quad (11)$$

При контакте поверхностей сопрягаемых деталей в точке K_1 (рис. 2а) должны выполняться следующие условия:

$$\eta_{k_1} = R; \quad \zeta_{k_1} = h \quad (12)$$

где R – радиус базовой детали (втулки).

В результате подстановки (12) в (11) получим:

$$\begin{cases} \xi_{k_1} = -z_{k_1}^{(3)} \psi + \xi_c \\ R = r + z_{k_1}^{(3)} \varphi + \eta_c \\ h = -r\varphi + z_{k_1}^{(3)} + \zeta_c \end{cases} \quad (13)$$

Из третьего уравнения системы (13) определяем координаты $z_{k_1}^{(3)}$:

$$z_{k_1}^{(3)} = h + r\varphi - \zeta_c \quad (14)$$

В результате подстановки (14) в первые два уравнения системы (13) найдем:

$$\xi_{k_1} = (\zeta_c - h)\psi + \xi_c \quad (15)$$

$$\eta_c = (R - r) + (\zeta_c - h)\varphi \quad (16)$$

На основании (7), с учетом (15), определим приближение выражения проекций сил трения скольжения на оси координат системы $O\xi\eta\zeta$:

$$F_{mp\xi}^{(1)} = -fN_1 \frac{\zeta_c\psi + (\zeta_c - h)\psi + \xi_c}{|\zeta_c\psi + (\zeta_c - h)\psi + \xi_c|}; \quad F_{mp\eta}^{(1)} = 0; \quad F_{mp\zeta}^{(1)} = 0 \quad (17)$$

Таким образом, представив дифференциальное уравнение относительного движения центра масс (2) в проекциях на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$ и подставив (17) получим:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi}_c = -fN_1 \frac{\xi_c\psi + (\zeta_c - h)\dot{\psi} + \dot{\xi}_c}{|\zeta_c\psi + (\zeta_c - h)\dot{\psi} + \dot{\xi}_c|} - c(\xi_c + z_{c2}\psi) + m(\xi_c\dot{\psi}^2 - \eta_c\ddot{\psi}\psi - 2\eta_c\dot{\psi}\dot{\phi} - \zeta_c\ddot{\psi} + 2\zeta_c\dot{\psi}\dot{\phi}\dot{\phi}) + \\ + m(-2\dot{\psi}\dot{\zeta}_c - 2\dot{\eta}_c\dot{\psi}\dot{\phi}) + F\psi \\ m\ddot{\eta}_c = -N_1 - c(\zeta_c - z_{c2}\dot{\phi}) + m(\xi_c\ddot{\psi} + \eta_c\dot{\psi}^2 + \zeta_c\dot{\psi}^2\dot{\phi} + \zeta_c\ddot{\phi}) + m(2\dot{\xi}_c\dot{\psi}\dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c\dot{\phi}) - F\dot{\phi} \\ m\ddot{\zeta}_c = N_1\dot{\phi} - c(\zeta_c - z_{c2}) + m(\xi_c\ddot{\psi} + \eta_c\dot{\psi}^2\dot{\phi} + \eta_c\ddot{\phi} + \zeta_c\dot{\phi}^2 + \zeta_c\dot{\psi}^2) + m(-2\dot{\eta}_c\dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c\dot{\psi}) - F \end{cases} \quad (18)$$

Таким образом. При наличии контакта сопрягаемых деталей в точке K_1 (рис. 2а) приближенные дифференциальные уравнения относительного движения центра масс (18) с (16) принимают вид:

$$\begin{cases} \ddot{\xi}_c = -f \frac{N_1}{m} \frac{\xi_c\psi + (\zeta_c - h)\dot{\psi} + \dot{\xi}_c}{|\zeta_c\psi + (\zeta_c - h)\dot{\psi} + \dot{\xi}_c|} - \frac{c}{m}(\xi_c + z_{c2}\psi) + \xi_c\dot{\psi}^2 - \eta_c\ddot{\psi}\psi - 2\eta_c\dot{\psi}\dot{\phi} - \zeta_c\ddot{\psi} + 2\zeta_c\dot{\psi}\dot{\phi}\dot{\phi} - \\ - 2\dot{\psi}\dot{\zeta}_c - 2\dot{\eta}_c\dot{\psi}\dot{\phi} + \frac{F}{m}\psi \\ \ddot{\zeta}_c = -\frac{c}{m}\eta_c\dot{\phi} + \eta_c\dot{\phi}^2\dot{\phi} + \zeta_c\ddot{\phi}\dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c\dot{\phi}\dot{\phi} - (\zeta_c - h)\ddot{\phi}\dot{\phi} - 2\dot{\zeta}_c\dot{\phi}\dot{\phi} - \frac{c}{m}(\zeta_c - z_{c2}) + \xi_c\ddot{\psi} + \\ + \eta_c\dot{\psi}^2\dot{\phi} - \eta_c\ddot{\phi} + \zeta_c\dot{\phi}^2 + \zeta_c\dot{\psi}^2 - 2\dot{\eta}_c\dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c\dot{\psi} - \frac{F}{m} \end{cases} \quad (19)$$

где η_c определяются по формуле (16).

При нарушении контакта деталей в точке K_1 нормальная реакция $N_1 = 0$ и $F_{mp}^{(1)} = 0$. При этом дифференциальные уравнения (18) можно представить в виде:

$$\begin{cases} \ddot{\xi}_c = -\frac{c}{m}(\xi_c + z_{c2}\psi) + \xi_c\dot{\psi}^2 - \eta_c\ddot{\psi}\psi - 2\eta_c\dot{\psi}\dot{\phi} - \zeta_c\ddot{\psi} + 2\zeta_c\dot{\psi}\dot{\phi}\dot{\phi} - 2\dot{\psi}\dot{\zeta}_c - 2\dot{\eta}_c\dot{\psi}\dot{\phi} + \frac{F}{m}\psi \\ \ddot{\eta}_c = -\frac{c}{m}(\eta_c + z_{c2}\dot{\phi}) + \xi_c\ddot{\psi}\dot{\phi} + \eta_c\dot{\phi}^2 + \zeta_c\dot{\psi}^2\dot{\phi} + \zeta_c\ddot{\phi} + 2\dot{\xi}_c\dot{\psi}\dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c\dot{\phi} - \frac{F}{m}\dot{\phi} \\ \ddot{\zeta}_c = -\frac{c}{m}(\zeta_c + z_{c2}) + \xi_c\ddot{\psi} + \eta_c\dot{\psi}^2\dot{\phi} - \eta_c\ddot{\phi} + \zeta_c\dot{\phi}^2 + \zeta_c\dot{\psi}^2 - 2\dot{\eta}_c\dot{\phi} + 2\dot{\zeta}_c\dot{\psi} - \frac{F}{m} \end{cases} \quad (20)$$

При получении дифференциальных уравнений относительного движения центра масс устанавливаемой детали (19) и (20) было учтено. Что статические составляющие сил упругости уравновешены силой тяжести детали, вызвавшей деформацию упругих элементов в схвате в положении статического равновесия.

Дифференциальные уравнения (19) и (20) содержат неизвестную координату Z , характерной точке схвата c_2 в неподвижной системе координат $Oxuz$ (Z_{c2}).

Как следует из рис. 1а, эту координату можно определить по формуле:

$$Z_{c2} = h^* - q \quad (21)$$

где h^* – расстояние от второго звена манипулятора ПР, имеющего горизонтальное положение, до неподвижного основания вибрационного устройства, q – перемещение третьего звена со схватом, отсчитываемое от горизонтального положения второго звена.

ВЫВОДЫ

Следует продолжать исследование поставленной задачи: построение дифференциальных уравнений движения центра масс устанавливаемой детали по отношению к подвижной системе координат, связанной с базовой деталью, в случае одноточечного контакта торца вала и образующей втулки (рис. 2,). Также исследование целесообразно для случая контакта сопрягаемых деталей в двух точках с проведением численного комплексного моделирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Божкова Л.В., Вартапов М.В., Чуканова О.В., Кольчугин Е.И.: Метод роботизированной сборки с использованием вибрационных колебаний. Сборка в машиностроении, приборостроении, 2006, №9, с.19-24.
2. Божкова Л.В., Вартапов М.В., Бакена Ж.К.: Установка для роботизированной сборки профильных валов на основе пассивной адаптации и низкочастотных колебаний. Вестник машиностроения, 2011, №11, с. 25-26
3. Курс теоретической механики, под редакцией Колесникова К.С., изд. Третье, М.: издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005 г., с. 735

THE MATHEMATICAL MODEL FOR ROBOTIC ASSEMBLY DYNAMICS BASED ON ADAPTATION TECHNIQUES

Abstract. Nowadays the problem of mathematical models for assembly dynamics still remains actual. Though a lot of problems at this field have been already studied, including the model of dynamics for cylindrical parts assembly (E.I Kolchugin's PhD thesis, MSTU "MAMI") and the model of dynamics for shaped parts assembly (J.C. Bakena's PhD thesis, MSTU "MAMI").

The question about process dynamics after the contact of conjugated parts is still opened and have been studying intensively.

This paper gives a deduction of the mathematical model for a barycentre motion dynamics for robotic assembly, and proof actuality of the problem.

Petro MELNYCHUK
Valerii KYRYLOVYCH
Roman S. MORHUNOV
Państwowy Uniwersytet Technologiczny
Żytomierz, Ukraina

ZASTOSOWANIE TEORII KWATERNIONÓW DO PROJEKTOWANIA FUNKCJONALNYCH MODELI CHWYTAKÓW ROBOTÓW PRZEMYSŁOWYCH

THE USE OF THE THEORY OF QUATERNIONS FOR FORMING THE FUNCTIONAL MODELS OF INDUSTRIAL ROBOTS' GRIPPERS

INTRODUCTION

One of the main tasks of the automated synthesis (AS) of robotic mechanical assembly technology (RMAT) is the characterization of industrial robots' (IR) grippers (Gr) technological interaction with the objects of manipulation (OM) for the technological service work positions (WP) in flexible manufacturing cells (FMC). According to [8, 9] the technological interaction (TI) is a complex concept, that includes a finite set of parameters such components as the vector-projective, geometrically-force, trajectory-dynamic occurring between OM and IRGr in such technological operations as loading and / or unloading of WP.

In the most of available information sources TI is interpreted as the definition the OM's surfaces for clamping, orientation of the Gr, trajectory of the Gr to OM_t in work area of WP_t $t = \overline{1, T}$ (where t is the number of WP; T – total count of WP in FMC), parameters of the corresponding trajectories. Therefore, one of the conditions, which must be taken into account when calculating the parameters of TI, is the use of functional (information) model of Gr, and what substantially determine the mentioned meaning of and the components of TI.

In the different information sources [2, 11, 13] the recommendations for design and selection of Gr for technological service of WP are described. But in general there is no such an information source which clearly specifies how exactly and which mathematical apparatus is needed to use for describing structures of Gr with an indication of the geometric parameters and the values of all elements of possible displacements of moving parts of Gr, which is essential to address the individual components and objectives of the TI as a whole.

Thus, the first step to the formation of a functional model of Gr should be a choice of the mathematical apparatus for the representation of linear and rotational movements of Gr's work elements.

The **PURPOSE** of this work is a comparative analysis of the known mathematical apparatus and the choice of a suitable one for describing designed constructive Gr's movements of elements for use in functional models of Gr, that are the information basis to further define the parameters TI.

ANALYSIS OF THE KNOWN METHODS FOR REPRESENTING OF ROTATIONAL MOVEMENTS

Gr, as an integral part of the IR, in certain descriptions, which is considered as the information model of IR, is specified only as one link of the manipulation system, tied to IR's coordinate system (CS). And that kind of description does not have detailed information about geometrical sizes, linear and rotational movements of the Gr's elements, which leads to certain difficulties.

For example, when doing the collision test between parts of Gr and WP's device (WPd_i) with fixed OM on it (also known as collision 1-st or 2-nd of type [1, 5]), at different variants of the Gr's orientation during loading and / or unloading of WP.

It is known that for describing of a body rotation in three-dimensional space can be used [3, 4, 7, 10, 14, 16, 17]:

- the Euler angles;
- the rotation matrices;
- the angle of rotation and the unit vector of the axis of rotation;
- the theory of quaternions.

The Euler angles determine three rotations of the system, which allow to bring any position of the system to the current position. If examine the initial (x^{IR}, y^{IR}, z^{IR}) and the final (X^{IR}, Y^{IR}, Z^{IR}) of IR's coordinate system are examined, then the intersection of the coordinate planes xy and XY is called the line of nodes N^{IR} (Fig. 1). The rotations of the system on these angles are called the precession, nutation and proper rotation angle (rotation). These rotations are noncommutative and the final position of the system depends on the order in which rotations are performed.

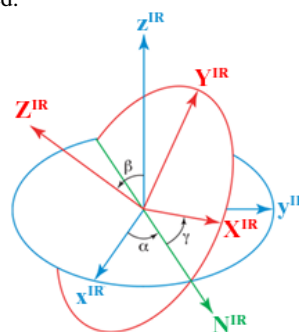


Fig. 1. Graphical representation of the Euler angles:
 α – angle between the axis x^{IR} and the line of nodes;
 β – angle between the axes z^{IR} and Z^{IR} ;
 γ – angle between the axis X^{IR} and the line of nodes

Rys. 1. Prezentacja graficzna kątów Eulera

- α – kąt pomiędzy osią x^{IR} i linią wierzchołków;
- β – kąt pomiędzy osią z^{IR} i Z^{IR} ;
- γ – kąt pomiędzy osią X^{IR} i linią wierzchołków

The rotation matrices for the axes x^{IR}, y^{IR}, z^{IR} of cartesian coordinate system by the angle α in three dimensional space have the following entry:

$$M_x^{IR} \alpha = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix};$$

$$M_y^{IR} \alpha = \begin{pmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{pmatrix}; M_z^{IR} \alpha = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Representation of the rotation matrix via the Euler angles is possible through the following form:

$$M_{\alpha, \beta, \gamma} = M_x^{IR} \alpha \cdot M_y^{IR} \beta \cdot M_z^{IR} \gamma . \quad (2)$$

In case if the rotations are assigned in a different sequence, then the rotation matrix will be equal to matrices multiplication of the corresponding axes of the cartesian coordinate system.

The huge disadvantage of the representation of rotation using Euler angles or rotation matrices is the absence of operations of several axes rotation combination.

The rotation representation is also possible via rotation angle θ of the current CS around the unit vector $v = (x, y, z)$ of the axis of rotation (see Fig. 2).

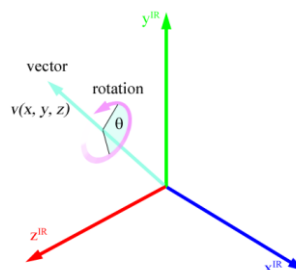


Fig. 2. Graphical representation of the angle of rotation θ around the vector $v = (x, y, z)$

Rys. 2. Graficzna prezentacja kąta rotacji θ wokół wektora $v = (x, y, z)$

The quaternion description of rigid body rotation in three-dimensional space has a similar meaning with the angle of rotation and the unit vector of the axis of rotation. Quaternion represented as a pair of scalar s and vector v :

$$Q = (s, v), v = (x, y, z). \quad (3)$$

Transformation of the vector v and the angle θ to the quaternion is possible according to the formula:

$$Q = \left[\cos \frac{\theta}{2}, v \cdot \sin \frac{\theta}{2} \right]. \quad (4)$$

During considering only the Gr and OM_i on the appropriate WP during TI there may be situations where the Gr's jaws will move, for example, by rotation only in one plane (see example in Fig. 3) and to describe that kind of motions it would be sufficient to use the Euler angles.

To determine the parameters of TI the information about structural and technological opportunities of IR's manipulation system: kinematic (the number of generalized coordinates) and metric (the value of the displacement of each generalized coordinate) is needed. Also it is necessary to consider the movement of Gr's elements in IR's coordinate system. In this case there may be situations involving a combination of several axes of rotation (see example in Fig. 4), which in turn eliminates the possibility of using Euler angles or rotation matrices due to the relative difficulty and informational complexity of their calculations.

The solution to such problems in describing the rotational motions of the Gr's jaws is greatly facilitated by using of quaternions, which in turn have a great advantage over the Euler angles, namely the possibility of a combination of several axes of rotation.

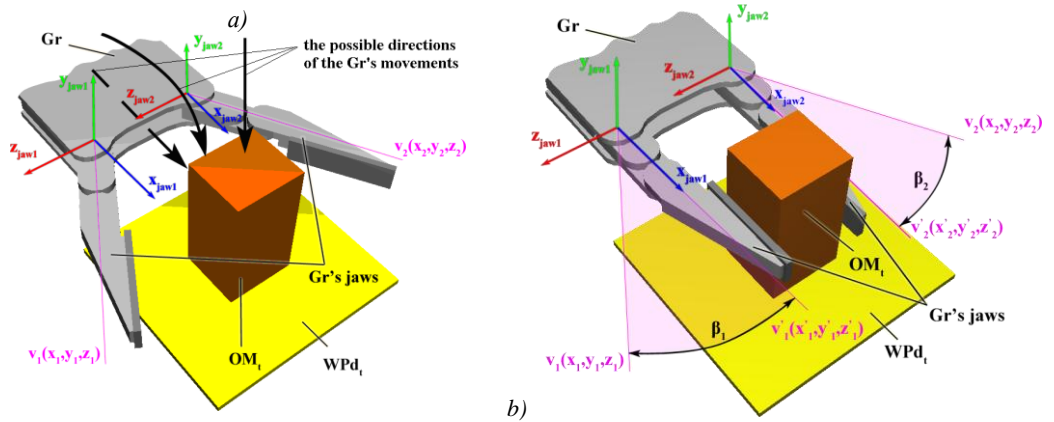


Fig. 3. An example of the technological interaction between Gr and OM_i during Gr's position: a) before clamping OM_i ; b) after clamping OM_i

Rys. 3. Przykłady technologicznych interakcji pomiędzy Gr i OM_i w czasie pozycjonowania Gr: a) przed uchwyceniem OM_i , b) po uchwyceniu OM_i

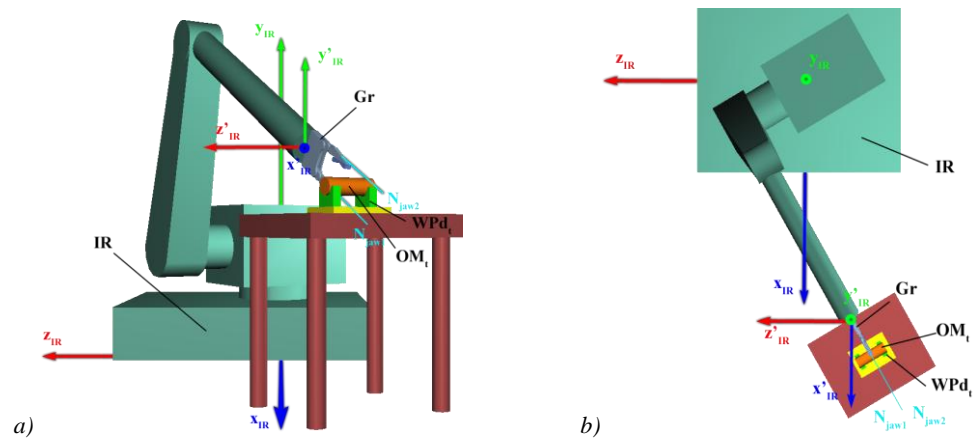


Fig. 4. Example of OM_i clamping operation: a) 3D view; b) top view

Rys. 4. Przykład operacji uchwycenia OM_i ; a) widok 3D, b) widok z góry

Also, a significant advantage of using the theory of quaternions to represent rotation is that a quaternion is easy to get rid of the accumulated errors due to inaccuracy of the machine representation of numbers. In order to that the rotation matrix after repeated multiplication of the matrix to the other one would not accumulate the errors, it should be orthonormal, what in turn requires considerable computing operations. If

not to do so the rotation matrix will gradually accumulate the errors of computing operations. That will not happen with the use of quaternion if monitor that the length of the quaternion was kept within the precision of the numbers.

The only negative for quaternion – is the limitation of the rotation angle ($0 \leq \theta < 360$) around the vector v , but for the TI problem it is not significant, since many Gr's jaws have rotational motions within the specified limits.

QUATERNION MODEL OF GRIPPER'S ELEMENTS' MOTIONS PRESENTATION

Description of GR's structural elements is possible with the use of such geometric primitives as box, cylinder. The rotational motion can be described by two quaternions:

$$Q^R = Q^{RB}; Q^{RE} \quad , \quad (5)$$

where Q^R – the identifier of the rotational movements with the defined limitation; Q^{RB} , Q^{RE} – quaternions of initial and final orientation of geometric primitives; index “R” indicates that the quaternion is rotational, and the superscripts “B” and “E” indicates that quaternion is initial (begin) or the final (end).

To simulate different variants of Gr's jaws provisions in IR's coordinate system followed by the calculation of the parameters of TI there should be used spherical linear interpolation:

$$Q^{RQ} = \frac{\sin (1-t) \cdot \Omega}{\sin \Omega} \cdot Q^{RB} + \frac{\sin t \cdot \Omega}{\sin \Omega} \cdot Q^{RE} \quad , \quad (6)$$

where Q^{RQ} – the resulting quaternion; Q^{RB} , Q^{RE} – quaternions of initial and final orientation of geometric primitives; t – local time, $t \in [0, 1]$; Ω – parameter that can be found from the expression:

$$\cos \Omega = Q^{RB} \cdot v \cdot Q^{RE} \cdot v \quad , \quad (7)$$

where $Q^{RB} \cdot v \cdot Q^{RE} \cdot v$ – scalar product of vector parts of quaternions Q^{RB} and Q^{RE} .

For the description of linear motion of Gr's elements so-called linear quaternions [12] can be used, which have same construction as traditional quaternion (3), but another interpolation function.

Similarly to the expression (5), linear motion parts of Gr can be described as:

$$Q^L = Q^{LB}; Q^{LE} \quad , \quad (8)$$

where Q^L – the identifier of the linear movements with the defined limitation; Q^{LB} , Q^{LE} – quaternions of beginning and ending position of geometric primitives; the index “L” indicates that a quaternion is linear.

Linear interpolation for the quaternion will look like this:

$$Q^{LQ} \cdot v = Q^{LB} \cdot v + [Q^{LB} \cdot v - Q^{LE} \cdot v] t \quad , \quad (9)$$

where Q^{LQ} – the resulting quaternion; Q^{LB} , Q^{LE} – quaternions of initial and final position of geometric primitives; t – local time, $t \in [0, 1]$; $[Q^{LE} \ v - Q^{LB} \ v]$ – the difference between the components of the vector parts of quaternions Q^{LB} and Q^{LE} .

Thus, the main advantages of the theory of quaternions when using it for forming Gr's functional models are: a compact form of writing, the ability to combine rotations or linear movement through or along more than one axis, the low level of error after multiple computing operations, a simple interpolation method.

CONCLUSIONS

For the first time the approach to the forming of the functional models of IR Gr based on the elements of the theory of quaternions has been reviewed. The representation of rotational and linear movements of Gr's jaws described by (3) - (9) equation has been formed. Using the common mathematical apparatus (the theory of quaternions) for forming descriptions of IR's manipulate system and Gr, makes it possible to create an integrated IR's functional model that will be used in the future to solve a number of functional tasks of TI for AS of RMAT developed in Zhytomyr State Technological University, Ukraine.

REFERENCES

1. *Богдановський М.В.*: Визначення метричної відстані між одиницями технологічного обладнання механообробних гнучких виробничих комірок при плануванні програмних траєкторій промислових роботів / М. В. Богдановський, А. В. Євгенєєв, В. А. Кирилович, В. В. Чухов // Науковий журнал "Технологічні комплекси". – Луцьк, – 2011. – №1(3). – С.23–31.
2. *Бурдаков С.Ф.*: Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов / С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев. – М.: Высш. шк., 1986. – 264 с.
3. *Журавлев В. Ф.*: Основы теоретической механики – 2-е изд. – М.: Физматлит, 2001. – С. 23.
4. *Кантор И.Л., Солодовников И.Л.*: Гиперкомплексные числа. М.: Наука, 1973. – 145 с.
5. *Кирилович В. А.*: Корегування програмних траєкторій руху робочих органів промислових роботів при обході перепон / В. А. Кирилович, В. М. Богдановський // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2011. – №5(7)(53). – С.53–59.
6. *Кирилович В. А.*: Формування функціональних моделей маніпуляційних систем промислових роботів / В. А. Кирилович, П. П. Мельничук, О. О. Писарчук, І. Ю. Черепанська // Міжнародний збірник наукових праць "Прогресивні технології і системи машинобудування". – Донецьк: ДонНТУ. – 2011. – Вип. №42. – С.118–124.
7. *Лурье А.И.*: Аналитическая механика. – М.: Физматлит, 1961. – 824 с.
8. *Мельничук П. П.*: Семантична модель технологічної взаємодії сватів промислових роботів з об'єктами маніпулювання / П. П. Мельничук, В. А. Кирилович, Р. С. Моргунов // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. – Житомир. – 2011. – №1(56). – С.24–31.
9. *Мельничук П. П.*: Задачі технологічної взаємодії схватів промислових роботів з об'єктами маніпулювання в механоскладальних гнучких виробничих комітках / П. П. Мельничук, В. А. Кирилович, Р. С. Моргунов // Збірник наукових праць Житомирського державного технологічного університету "Процеси механічної обробки в машинобудуванні". – Житомир. – 2011. – вип. №10. – С.24-41.
10. *Мищенко А.С., Соловьев Ю.П.*: Кватернионы // Квант. –1983. – №9. – С. 6.
11. *Проць Я.І.*: Захоплювальні пристрої промислових роботів: Навчальний посібник / Я.І. Проць. – Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет ім. І.Пулую, 2008. – 232 с.

12. Черепанська І. Ю.: Автоматизація процесу керування вибором пристроїв орієнтування при проектуванні гнучких інтегрованих систем: Дис. канд. техн. наук: 05.13.07. – Житомир, 2008. – 380 с.
13. Monkman. G. J.: Robot grippers / G. J. Monkman, S. Hesse, R. Steinmann, H. Schunk. – Weinheim : WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2007. – 452 p.
14. Kuipers J. B.: Quaternions and Rotation Sequences: A Primer with Applications to Orbits, Aerospace and Virtual Reality. – Princeton University Press (August 19, 2002). – 400p.
15. Melnychuk P.: Использование теории кватернионов для формирования функциональных моделей манипуляционных систем промышленных роботов / Petro Melnychuk, Valeriy Kyrylovych, Oleksandr Pysarchyk // Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej. – №279. – Mechanika. – z. 83(nr. 1/2011). – S.103–112.
16. <http://www.rossprogrammproduct.com/translations/Matrix%20and%20Quaternion%20FAQ.htm>
17. <http://www.gamedev.ru/code/articles/?id=4215>

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕОРИИ КВАТЕРНИОНОВ ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ СХВАТОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Анотація. На основі визначених компонентів і параметрів технологічного взаємодіяння схватів промислових роботів з об'єктами маніпулювання обґрунтована цільовість формування функціональних моделей схватів промислових роботів з використанням елементів теорії кватерніонів.

THE USE OF THE THEORY OF QUATERNIONS FOR FORMING THE FUNCTIONAL MODELS OF INDUSTRIAL ROBOTS' GRIPPERS

Abstract. For the first time the approach to the forming of the functional models of IR Gr based on the elements of the theory of quaternions has been reviewed. The representation of rotational and linear movements of Gr's jaws has been formed. Using the common mathematical apparatus (the theory of quaternions) for forming descriptions of IR's manipulate system and Gr, makes it possible to create an integrated IR's functional model that will be used in the future to solve a number of functional tasks of TI for AS of RMAT developed in Zhytomyr State Technological University, Ukraine.

Vladimir MIELNIKOV
Narodowy Uniwersytet Badawczy
Instytut Lotnictwa MAI
Moskwa, Rosja

MODUŁOWE PODEJŚCIE DO KONSTYTUOWANIA TYPOWYCH INFORMATYCZNO-
TECHNOLOGICZNYCH UKŁADÓW SEKWENCYJNYCH

МОДУЛЬНЫЙ ПОДХОД К ФОРМИРОВАНИЮ ТИПОВЫХ
ИНФОРМАЦИОННО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ШАГОВЫХ СИСТЕМ

ВВЕДЕНИЕ

При модульном подходе к проектированию конструкций и технологических процессов важнейшим теоретическим элементом является типология конструктивных построений технологического оборудования, приспособлений, инструментов. К таким объектам относятся информационно-технологические системы- накладные шаговые системы и роботы (НШСиР) [1].

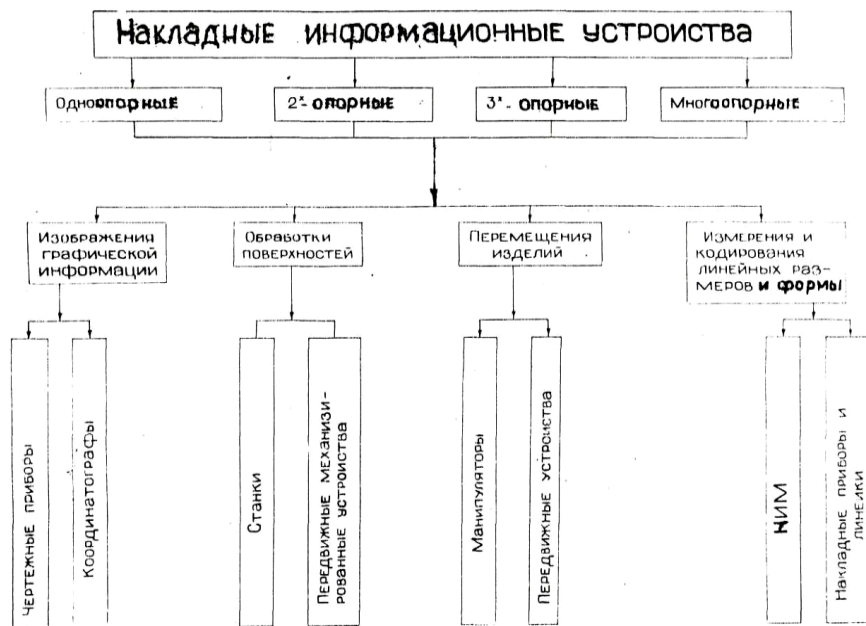


Рис. 1. Схема классификации НШСиР по технологическому назначению

Rys. 1. Schemat klasyfikacji pomocniczych systemów sekwencyjnych i robotów przemysłowych

ТИПОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РЕАЛИЗАЦИИ МОДУЛЬНОГО ПОДХОДА

Их конструктивные формирования должны иметь определенные логические формы. Это типы, классификации и систематизации, которые являются основой типологии. Она включает в себя процессы типизации, унификации и прежде всего таксономию.

В основе таксономии лежит упорядочение расположений и формообразований на базе теории классификации и систематизации сложноорганизованных областей действительности, имеющих обычно иерархическое построение соподчиненных объектов.

К сложным типологическим объектам из-за многообразия взаимосвязей и форм проявлений относится «НШСиР». Именно, многогранность форм параметрического описания измерения и контроля, манипуляций и перемещений рабочих органов, последовательного структурного построения, привязки к видам и типам процессов, которые в значительной мере зависят от размерных характеристик определенного набора параметров, позволяет в качестве теоретического обоснования использовать для типологического построения и описания процессов методологию теории подобия. Конечно, надо учитывать, что системы могут быть подобны механически, геометрически, кинематически и динамически [2]. В процессах обеспечения качества продукции мы имеем дело со всеми четырьмя видами подобия, поэтому для каждого вида подобия приведем характеризующие его соотношения.

Для *геометрического подобия* — это отношения линейных размеров и координат объектов:

$$\frac{U^3}{U^3} = \frac{x}{x} = \frac{y}{y} = \frac{z}{z} = \alpha \quad x, y, z = \alpha^3 U,$$

где U, x, y, z и U, x, y, z - объем и геометрические размеры соответственно исходной и сопоставляемой с ней систем.

Для *кинематического подобия* кроме характеристик геометрического подобия необходимы отношения времен:

$$\frac{T_x}{t_x} = \frac{T_y}{t_y} = \frac{T_z}{t_z} = \alpha t,$$

где T - абсолютное время; t - относительное (объектовое) время.

Динамическое подобие требует постоянного отношения между массами любых двух объектов при заданных отношениях линейных размеров $\alpha x, y, z$ или объемов $\alpha^3 U$. Для его описания Ньютоном в свое время был определен основной закон динамического подобия, названный его именем. Причем тождественность значений характеристик подобных систем определяется критериями подобия. Для динамически подобных систем критерием является число Ньютона $Ne = idem$.

Учитывая, что всякое внешнее влияние на объект происходит по какому-либо физическому закону, можно констатировать, что оно создает необходимость ввести некоторый физический

безразмерный коэффициент - добавочный критерий подобия, одинаковость значения которого для двух систем является признаком существования подобия. Такими критериями для различных физических процессов установлены:

число Фруда - $Fr = idem$ — для динамически подобных систем, находящихся под воздействием сил тяжести;

число Рейнольдса — $Re = idem$ — для подобия систем, находящихся под воздействием сил внутреннего трения;

число Вебера — $We = idem$ — для определения подобия систем, находящихся под воздействием сил поверхностного натяжения;

критерий Коши — $Ca = \rho U^2 / E = idem$ (где ρ — плотность, U — скорость, E — модуль упругости) — для определения подобия систем, находящихся под воздействием сил упругости.

Таким образом, для любых подобных конструкций, тождественно описываемых аналитическими выражениями изучаемых явлений, можно сформулировать зависимость

$$F(P_1, P_2, P_3, \dots, P_n) = 0 \text{ или} \tag{1}$$

$$P_1 = y(P_2, P_3, \dots, P_n)$$

где $P_1 \div P_n$ — все без исключения элементы, влияющие на закономерность связей явлений, в том числе получены эмпирически.

При этом размерности элементов $P_1 \div P_n$ должны быть стандартизованы на основе простейших величин или сопоставимы друг с другом, т. е. должен быть реализован принцип единства размерности. Если теперь числовой ряд 1, 2, 3, ..., n представить как ряд факторов: 1 — фактор длины; 2 — фактор времени; 3 — фактор массы и т. д., то любую сложную величину, имеющую некоторую размерность относительно простейших $P_1 \div P_n$, можно представить формулой размерности $P = [P_1^x P_2^y P_3^z \times \dots]$, т. е. каждую сложную величину P можно представить как произведение единиц простейших величин в некоторых степенях x, y, z и т. д.

Другим принципиальным положением в теории подобия является реализация принципа однородности. По нему численные величины всех элементов уравнения физического явления, определенные в одной системе основных единиц измерения, не изменяются при произвольном выборе системы единиц измерения.

Таким образом, выбрав систему измерения, состоящую из n величин P , можно определить любую величину P из зависимости (1). Для этого достаточно составить уравнение размерности для каждого из этих элементов. Тогда для элемента P_i обозначив через $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ элементы, принятые за систему единиц измерения, можно написать $P_i = [P_1^{x_i} P_2^{y_i} P_3^{z_i} \times \dots \times P_n^{u_i}]$.

Из последнего уравнения путем простых преобразований и вычислений определяются неизвестные $X_i, Y_i, Z_i, \dots, U_i$ и, таким образом, элемент P_i в системе единиц P_i можно выразить отвлеченным числом M_i , для которого обосновано отношение.

$$M_i = P_i / P_1^{x_i} P_2^{y_i} P_3^{z_i} \times \dots \times P_n^{u_i}. \quad (2)$$

Тогда критерий тождественности значений n безразмерных отношений M_i для системы размерности из m основных единиц при приведении уравнения (2) к безразмерному виду будет таков:

$$\Phi M_1, M_2, \dots, M_n = 0 \text{ или } M_1 = \Phi_1 M_2, M_3, \dots, M_{n-1}.$$

При этом критерий тождественности может быть представлен зависимостью $n - (m + 1)$ безразмерных значений M , где n — число типовых явлений, m — число основных единиц.

Таким образом, типологические схемы построения контрольных процессов в системе обеспечения качества продукции при соблюдении принципов размерности, однородности и тождественности могут быть описаны типологическими рядами отношений характеристик элементов в динамическом подобии и рассчитаны по зависимости $n - (m + 1)$ безразмерных значений M , т. е. их можно записать по указанным принципам.

Критерий подобия Мельникова $Me = idem = n - (m + 1)$ для типовых n явлений с количеством A_i групп в системе с числом m основных единиц в количестве B_j будет иметь вид:

$$Me = idem = [A_i n - B_j m + l].$$

Для практического применения оценку динамического подобия можно осуществить через вероятность N нахождения по любому из трех приведенных выше критериев, а также по комплексному критерию подобия по формуле $N = 1 - \frac{A_i n}{B_j m}$ или по коэффициенту подобия

$\varepsilon = k_s / k_o$, где k_s — число динамически подобных элементов в системе; k_o — общее число элементов в системе.

МОДУЛЬНЫЕ ПОСТРОЕНИЯ НШСиР

НШС- нетрадиционное технологическое оборудование, работающее как в программных, так и в ручных режимах, а также при управлении с искусственным, интеллектом, связанным с распознаванием образцов, оценочными функциями адаптивных процессов, взаимодействия и т.д. Координатные НШС - представляют собой устройства, как правило, малагабаритного исполнения

модульной конструкции, быстро разбирающиеся и быстросъемные, если они встроенного типа, легкие по весу, переносные: в разобранном виде «чемоданного исполнения», в собранном- имеют специальные ручки для перестановки с одного участка поверхности, например, монтажного стола, или самого изделия, на другой с применением соответствующих приемов закрепления или раскрепления с помощью опорных узлов.

Координатные схемы трех типовых конструкций НШС приведены на рис.2.

	Одноопорные НШС	Двухопорные НШС	Трехопорные НШС
Координатная схема			
Число координат	2	2	3 и более

Рис. 2. Координатные схемы типовых конструкций НШС: ZOX(Y) - базовая система координат изделия; Z₁O₁X₁(Y₁) - система координат НШС

Rys. 2. Schematy układów współrzędnych typowych konstrukcji systemów pomocniczych: ZOX(Y) bazowy układ współrzędnych; Z₁O₁X₁(Y₁) – układ współrzędnych systemów pomocniczych

Конструктивно НШС состоит, как правило, из модулей:

Модуль - направляющая с автоматически передвигающейся кареткой и контрольным устройством позиционирования.

Модуль - технологический узел с системой приводов подачи инструмента и контроля режимов.

Модуль - опорный узел изменяемой длины, выполненный в виде направляющей с автоматически перемещающейся кареткой, несущей устройство закрепления на поверхности или в другой технологической оснастке оборудования или изделия.

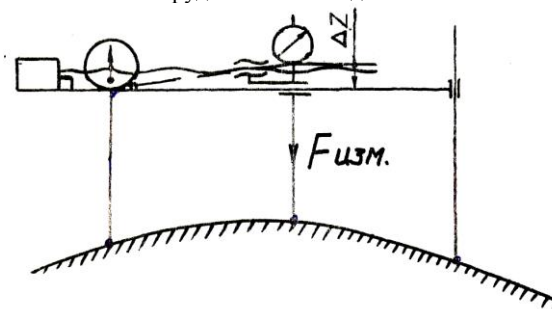


Рис. 3. Типовая модульная структурная схема одноопорного измерительного НШС

Rys. 3. Typowy modułowy schemat strukturalny pomocniczego systemu sekwencyjnego

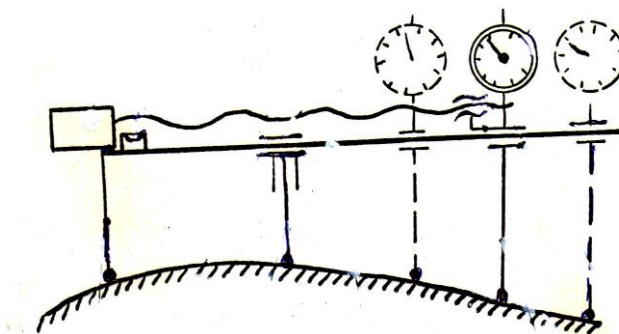


Рис. 4. Типовая модульная структурная схема двухопорного измерительного НШС

Rys. 4. Typowa struktura modularna

В собранном виде конструктивное исполнение НШС зависит: от его типа одно-, двух- или трехопорное, возможно и многоопорное, а также от видов применяемых технологических операций. При этом одноопорные НШС состоят из модулей: направляющая, технологический и опорные узел (рис.3). Последних модулей может быть два, установленных также как и технологический узел на направляющей (рис.4). В двухопорных НШС используют как правило, два опорных узла, расположенных также на направляющей (рис.4). В одно- и двухопорных НШС возможно применение специальных поддерживающих регулирующих устройств, которые конструктивно могут быть выполнены либо в конструкции опорных узлов, либо отдельно, и которые необходимы для выставки плоскости или направления технологического взаимодействия.

В трех и многоопорных системах используются типовые модульные схемы одно и двухопорных систем, образуя конструктивно- подобные схемы для любых технологических операций (рис.5), особенно эффективно это может быть использовано при формировании гибких производственных систем на подвижных и быстроперестраиваемых основаниях как для основных процедур обработки, манипулирования и измерения (контроля), так и для подготовительных процедур формирования паллеты и заготовок.

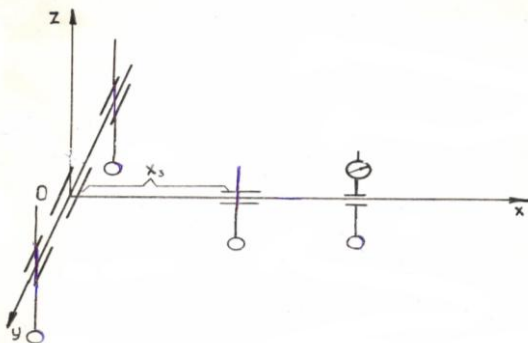


Рис. 5. Типовая модульная структурная схема трехопорного измерительного НШСiP

Rys. 5. Typowy schemat strukturalny trójoporowego systemu pomiarowego

Пример типовой конструктивной схемы гибкого производственного модуля НШСиР фрезерной обработки и контроля приведен на рис.6, а фотография образцов одно-, двух- и трехпорных НШС для измерений приведены на рис.7 а); б); и в).

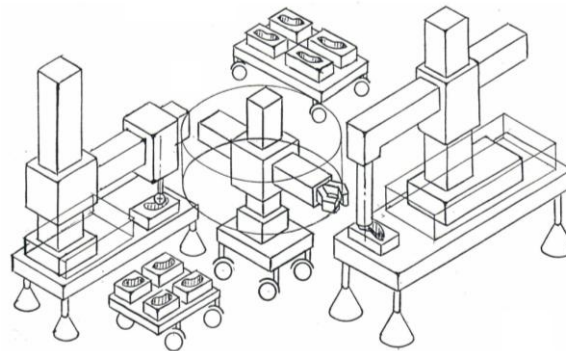


Рис. 6. Типовая структурная схема гибкого производственного модуля НШСиР фрезерной обработки и контроля

Rys. 6. Typowy schemat strukturalny elastycznego modułu frezarskiego i kontrolnego

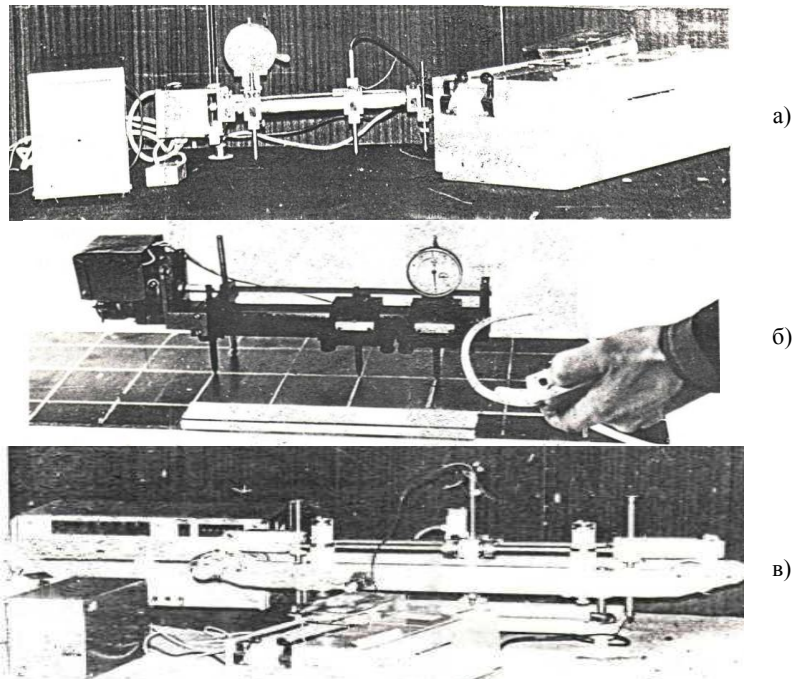


Рис. 7. Образцы одно-, двух- и трехпорных НШСиР для измерений

Rys. 7. Przykłady modułów jedno-, dwu- i trójoporowych dla pomiarów kontrolnych

ВЫВОДЫ

НШС эффективно используются для автоматизации: измерений геометрических параметров крупногабаритных сложных поверхностей, особенно при создании формы изделий по реальным моделям, механообработки изделий различных размеров известной и неизвестной теоретической формы и вида, сборки конструкций агрегатов и узлов машино- и приборостроения. Они могут быть применены как встроенные и гибкие производственные робототехнические системы механообработки (сверления, зенкования, фрезерования, шлифовки, полировки и др. процессов), изготовления фотошаблонов и печатного монтажа. Сборки узлов и монтажа гибких проводов и линий связи (распайки, установки хомутов, фитингов и т.д.), для создания автономных движущихся аппаратов и устройств с дистанционным управлением, способных работать в невесомости, сложных климатических условиях, в труднодоступных местах (мойка окон высотных зданий, покос трав на крутых склонах), для различного вида работ во взрывоопасных и загрязненных зонах и т.д. [1]

ЛИТЕРАТУРА

1. Мельников В.П.: Теория накладных шаговых систем. -М.: РИО МАИ, 2009.
2. Зегжда А.П.: Теория подобия и методика расчета гидротехнических моделей. Л. М.: Госстройиздат, 1938.

MODULAR APPROACH TO FORMATION OF STANDARD INFORMATION TECHNOLOGICAL STEP-BY-STEP SYSTEMS

Abstract. In article the typology of constructive creation of processing equipment, adaptations and tools on the basis of modules and schemes of unprofitable step-by-step systems and robots and technology of their application is presented.

Jurij KUZNIECOW
Aleksandr STEPANIENKOV
Jekatierina OLEJNIK
Uniwersytet Techniczny
„Politechnika Kijowska”
Kijów, Ukraina

MODUŁOWE PODEJŚCIE DO PROJEKTOWANIA FREZAREK STOŁOWYCH STEROWANYCH NUMERYCZNIE

МОДУЛЬНЫЙ ПОДХОД ПРИ СОЗДАНИИ НАСТОЛЬНЫХ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ

ВВЕДЕНИЕ

Активное внедрение инновационных компьютерных технологий в учебный процесс является необходимым условием развития системы образования государства. Сегодня в некоторых высших учебных заведениях начали увлекаться виртуальными лабораторными работами, сведя изучение и исследование дорогостоящих станков с ЧПУ к моделированию на компьютере. В результате студент-выпускник имеет довольно ограниченное представление о реальном современном оборудовании и не имеет навыков работы с ним. Применение модульного принципа создания станков с ЧПУ [1] позволяет существенно снизить материальные расходы на изготовление модельного ряда станков, сократить время их сборки и наладки, а также расширить количество возможных компоновок из ограниченного количества модулей, что будет проиллюстрировано на станках традиционной компоновки и нового поколения с применением механизмов параллельной структуры (МПС) [2].

МОДУЛЬНЫЙ ПРИНЦИП СОЗДАНИЯ ТРАДИЦИОННЫХ НАСТОЛЬНЫХ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ, УПРАВЛЯЕМЫХ ОТ КОМПЬЮТЕРА

Первый шаг использования модульного принципа – создание трёхкоординатного вертикального настольного фрезерного станка и организация системы автоматизированного управления им согласно концепции PC-NC (управление с помощью персонального компьютера (рис. 1)

Обрабатываемая деталь закрепляется на рабочем столе (координаты X и Y), который может перемещаться вдоль и поперёк в горизонтальной плоскости, а инструмент (фреза или сверло) перемещается по вертикали (координата Z). Таким образом станок имеет три управляемые координаты, что позволяет обеспечивать обработку сложных деталей с разными поверхностями. Габариты станка 355×310×470 мм, вес 45 кг, зона обработки 130×130×85 мм, максимальная частота вращения шпинделя 15000 об/мин.

Станок состоит из следующих модулей (рис. 2): модуля трансмиссии (или подачи), модуля шпинделя и модуля суппорта.

Модуль трансмиссии (рис. 2 а) содержит шаговый, построенный на электродвигатель, вращательный момент от которого передаётся через упругую муфту на ходовой винт с трапециевидной резьбой и сдвоенную бронзовую гайку.

Модуль шпинделя (рис. 2 б) цельно изготовлен из дюралюминия марки Д16Т. В качестве инструментального зажимного патрона в шпинделе использован прецизионный трёхкулачковый патрон в диапазоне зажимаемых диаметров 0,6-6мм. Привод шпинделя – высокоскоростной коллекторный мотор, вращательный момент от которого через круглоремennую передачу передаётся на вал шпинделя.

Модуль суппорта (рис. 2 в) состоит из двух направляющих, жестко закреплённых на основании, и каретки. В качестве тел качения использованы шарики. Крепления направляющих предусматривают удобную регулировку натяга.

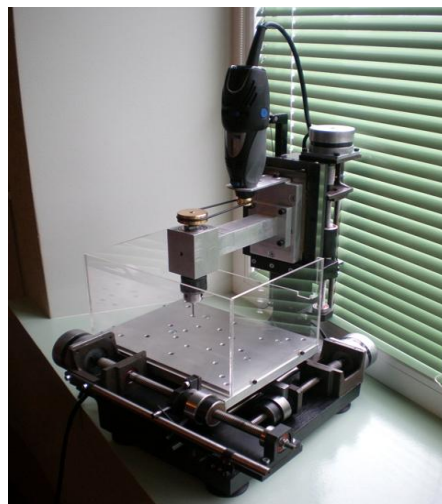


Рис. 1. Настольный фрезерный станок с ЧПУ модульного принципа: вид спереди

Rys. 1. Frezarka stołowa sterowana numeryczni zbudowana na zasadzie modułowej: widok z przodu

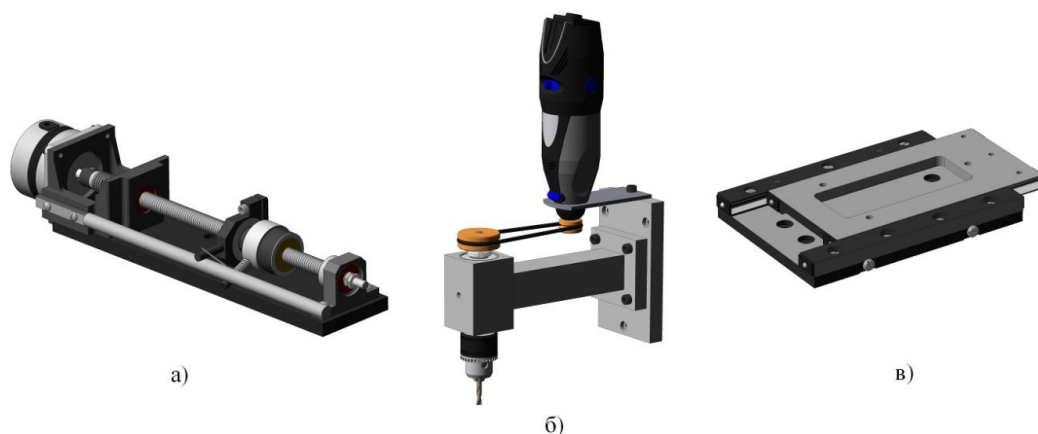


Рис. 2. Основные модули станка: а) модуль трансмиссии; б) модуль шпинделя; в) модуль суппорта

Rys. 2. Podstawowe moduły obrabiarki: a) moduł przekładni, b) moduł wrzeciona, c) moduł suportu

Другие детали станка (основание, кронштейн оси Z, рабочий стол) изготовлены индивидуально.

ОСНОВНЫЕ МОДУЛИ СТАНКОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Благодаря модулям, которые размещаются на подвижной платформе (шпиндельные блоки с приводами главного движения, с приводами подачи инструмента и без него), на неподвижной станине (координатные традиционные блоки) при использовании разных приводов подачи и направляющих для станков с МПС, оснащенных штангами постоянной или переменной длины, можно создать станки разного назначения с разным количеством управляемых координат.

Для этого была разработана конструкция основного универсального модуля линейного перемещения, который одновременно является и несущей системой. Модуль (рис. 3) состоит из нижнего 1 и верхнего 2 основания, которые могут быть изготовлены как наклонными, так и прямоугольными (в зависимости от желаемой компоновки станка); в верхнее и нижнее основание вставлены цилиндрические направляющие 3, на которых крепится шаговый двигатель 4 и два подшипниковых узла 5 и 6. Двигатель 4 соединён с ходовым винтом 7 с помощью упругой муфты 8. Ходовой винт 7 приводит в движение каретку 9, в которой размещена ходовая гайка 10 и втулки скольжения 11.

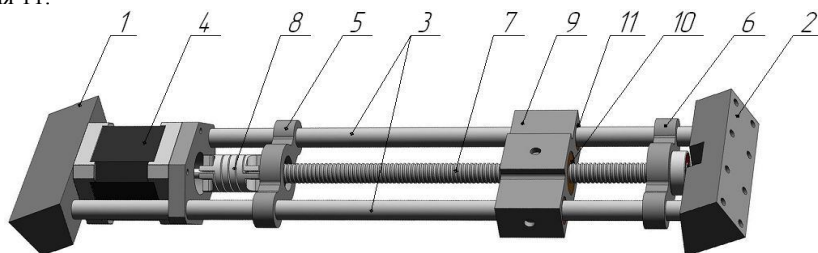


Рис. 3. Универсальный модуль линейного перемещения

Rys. 3. Uniwersalny moduł przemieszczenia liniowego

С помощью данного модуля можно в короткий срок собрать необходимую каркасную компоновку станка необходимых размеров, который может иметь высокую точность и жесткость. Для достижения большей универсальности верхнее 2' и нижнее 1' основание модуля целесообразно изготавливать вращающимися, что дает возможность крепить модуль в любой плоскости и под любым углом (рис. 4).

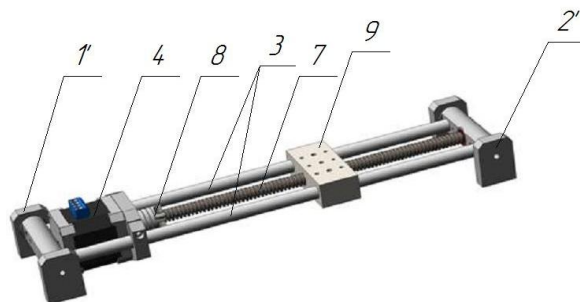


Рис. 4. Вариант выполнения модуля с вращающимися основаниями

Rys. 4. Wariant wykonania modułu z obracającymi się podstawami

Для станков нового поколения возникла необходимость создания модуля главного движения в виде мотор-шпинделя, область существования которого согласно генетической классификации [4] показана на рис. 5,а в виде круговой диаграммы. В соответствии с генетической моделью гибридных ЭМ-систем (рис. 5 б) [5] применительно к мотор-шпинделям на основе перебора множества вариантов синтезированных структур с различными функциями предложен самодействующий с поступательной управляемой координатой мотор-шпиндель (рис. 6), который в качестве модуля может использоваться в станках с МПС и без них.

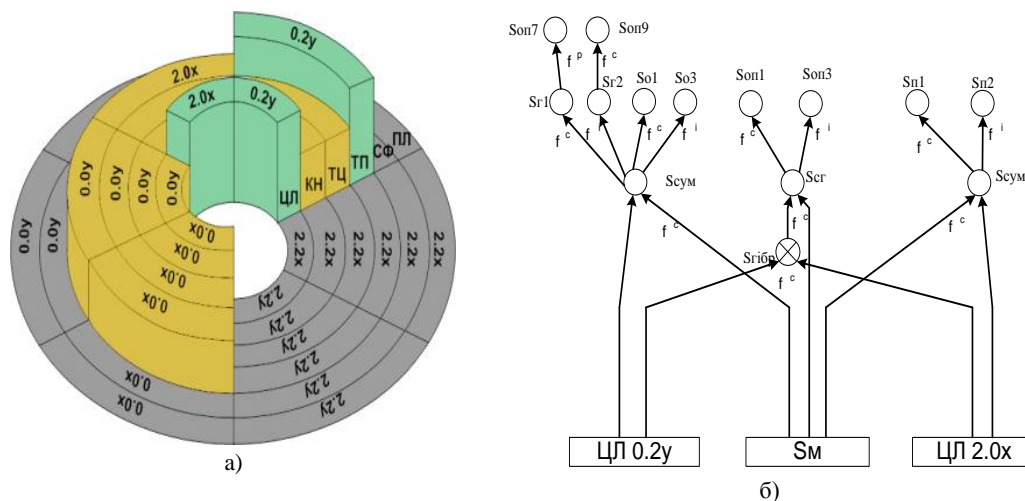


Рис. 5. Область существования: а) и каркасной компоновки генетической модель образования, б) мотор-шпинделей

Rys. 5. Obszar istnienia (a) szkieletowej konfiguracji genetycznego modelu projektowego (b) silnika wrzeciona

ВАРИАНТЫ КОМПОНОВОК НАСТОЛЬНЫХ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С МПС [3]

В соответствии с новой концепцией каркасных компоновок станков с МПС [2] предложено и запатентовано несколько выполнений сверлильно-фрезерных станков, построенных в виде трехгранной и четырехгранной пирамиды, среди которых станки клинообразной и пирамидальной компоновки с МПС. Предложенные компоновки могут быть построены по принципу распределения степени подвижности между МПС и традиционными функциональными модулями для перемещений заготовки или инструмента. В этих компоновках используются МПС преимущественно с короткими штангами постоянной длины с минимальным их количеством. Такой подход позволяет упростить кинематику станку в целом без потери функциональных возможностей.

Клинообразные станки с МПС (рис. 7) состоят из верхнего и нижнего основания, которые жестко связаны между собой с помощью механизмов поступательного движения, которые в то же время выполняют функцию опор, штанг постоянной длины, одни концы которых соединены

шарнирами с ползунами механизмов поступательного движения, а другие – с платформой, на которой установлен инструментальный исполнительный орган с приводом вращения инструмента.

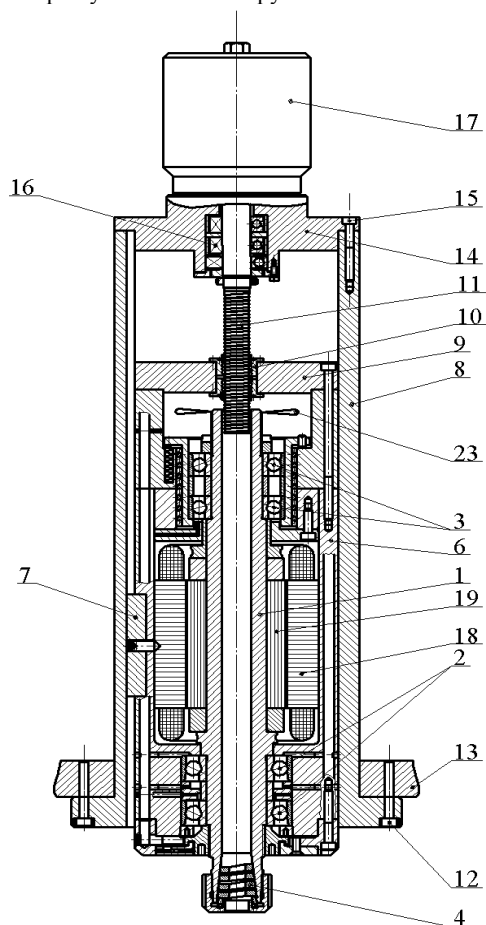


Рис. 6. Вариант конструктивного исполнения синтезированного мотор-шпинделя с соосно расположенным электроприводом подачи (генетический код (ЦЛ 0.2*Sm)* ЦЛ 0.2у): 17 – шаговый электродвигатель подачи; 11 – шариковая винтовая передача; 23 – вентилятор; 6 – пиноль; 1 – шпиндель; 19 – ротор; 18 – статор; 8 – корпус; 13 – несущая система станка; 4 – инструментальный зажимной патрон

Rys. 6. Wariant konstrukcyjnego wykonania zsyn-tezowanego silnika-wrzeciona ze współosiowo położonym napędem pasowym (kod genetyczny (CL 0.2 *Sm)) * CL 0.2у): 17 – krokowy silnik posuwu, 11 – przekładnia śrubowo-kulowa, 23 – wentylator, 6 – tuleja, 1 – wrzeciono, 18 – stator, 19 – rotor, 8 – korpus, 13 – konstrukcja nośna, 4 – uchwyt narzędziowy

Опоры осей механизмов поступательного движения станка образуют в нижнем основании прямоугольник, а боковые грани с нижним основанием образуют два равнобедренных треугольника, вершины которых имеют по одной точке пересечения на верхнем основании по ее взаимно противоположным концам, и вместе с верхним основанием – два прямоугольника или две равнобедренные трапеции, которые из других сторон плоскости имеют общую линию пересечения, превращая верхнее основание в траверса-балку на двух опорах-треугольниках.

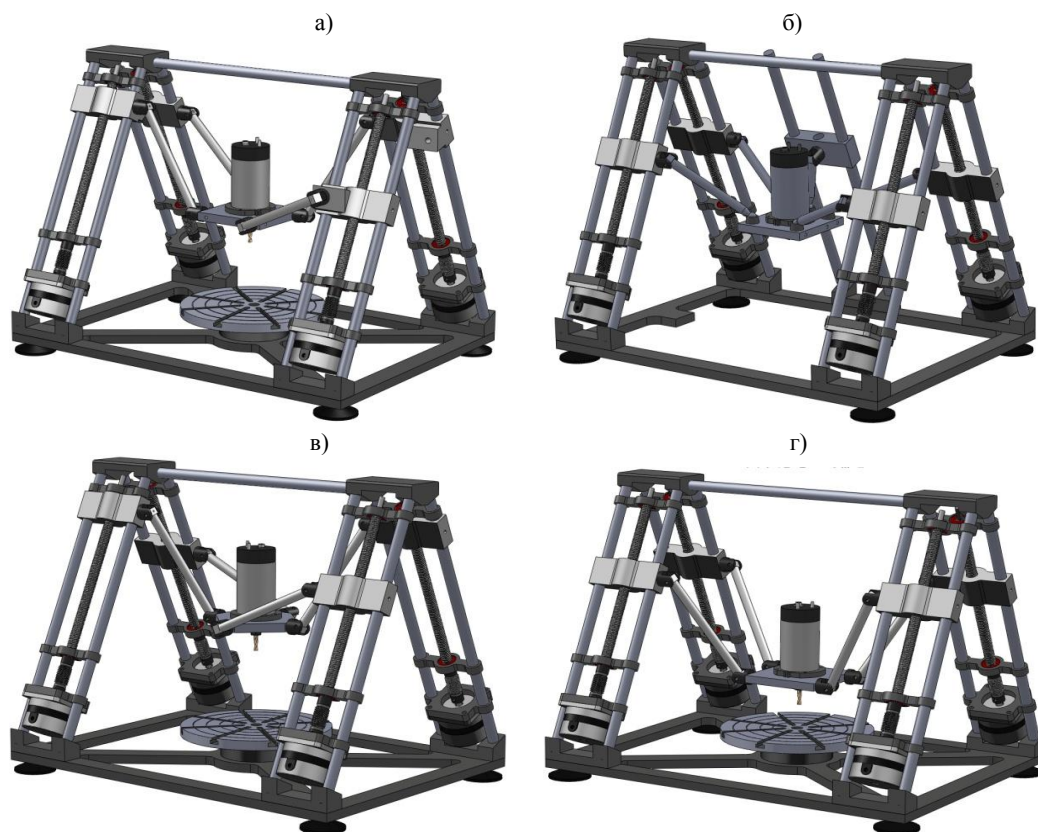
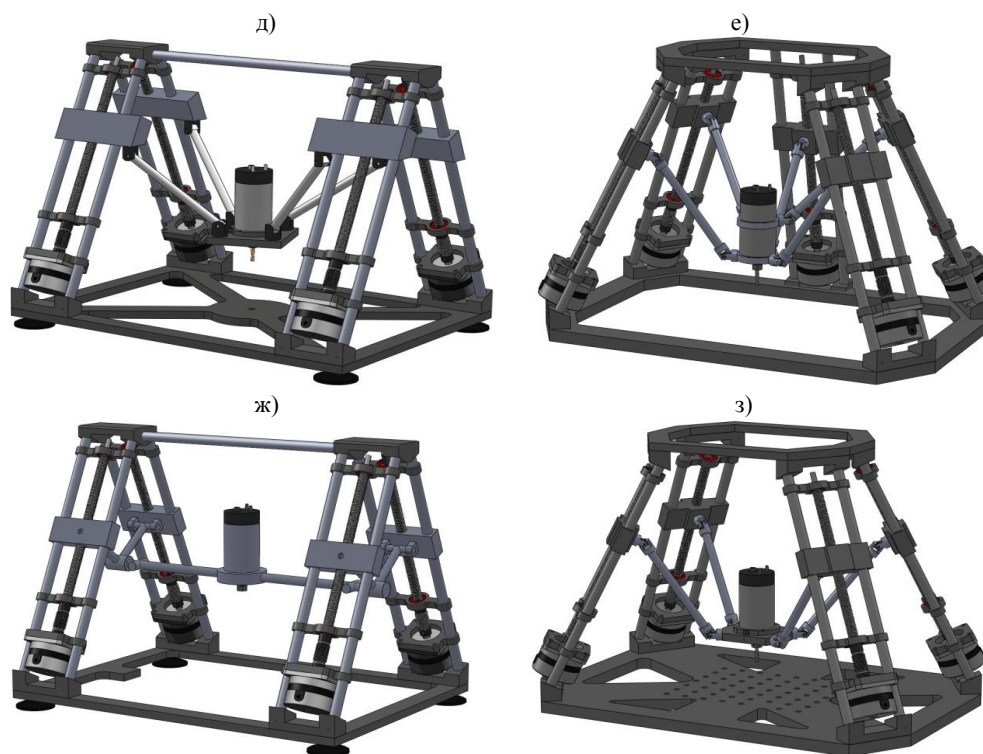


Рис. 7. Компоновки станков с МПС: а) одна пара шарниров на одной штанге расположена перпендикулярно друг к другу, другие три пары параллельно; б) одна из кареток скользит свободно по направляющим и делает дополнительное ограничение на механизм; в) две пары шарниров на двух штангах расположены перпендикулярно друг к другу, другие две пары - параллельно; г) все шарниры расположены параллельно друг к другу и параллельно к вертикальной оси; д) все шарниры расположены параллельно друг к другу и параллельно к горизонтальной оси; е) на шпинделе размещены кольца, четыре из которых вращающиеся, а одно закреплено неподвижно и предотвращает прокручивание шпинделя, противоположные штанги размещены в одной плоскости; ж) цилиндрические шарниры образуют два плоских механизма с противоположных сторон компоновки, соединенные между собой; з) каждая пара шарниров расположена параллельно друг к другу, а противоположные штанги - в одной плоскости

Rys. 7. Konfiguracje obrabiarek z modułowo-równoległą strukturą: а) jedna para przegubów na jednej prowadnicy, б) jeden z wózków przemieszcza się swobodnie po prowadnicy i wywiera dodatkowe ograniczenie na mechanizm,



Rys. 7. c.d. в) dwie pary przegubów na dwóch prętach położone prostopadle względem siebie, pozostałe dwie pary równoległe, r) wszystkie przeguby położone równoległe względem siebie i równoległe do pionowej osi, д) wszystkie przeguby położone równoległe względem siebie i równoległe do osi poziomej, е) na wrzecionie znajdują się pierścienie, z których cztery obraca się a jeden jest unieruchomiony i nie dopuszcza do obracania wrzeciona, przeciwnie przęty usytuowane w jednej płaszczyźnie, ж) walcowe przeguby tworzą dwa płaskie mechanizmy z przeciwnych stron konfiguracji i są połączone ze sobą, з) każda para przegubów położona jest równoległe względem siebie, a przeciwnie prosto w jednej płaszczyźnie

НАСТОЛЬНЫЙ ФРЕЗЕРНЫЙ СТАНОК ПИРАМИДАЛЬНОЙ КОМПОНОВКИ С СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ОТ КОМПЬЮТЕРА

На основании построенных модулей линейного перемещения было собрано девять компоновок, среди которых наиболее удачной оказалась компоновка станка «триглайд-пирамида». Станок (рис.8) состоит из трех модулей линейного перемещения, которые установлены под углом 70° к нижнему основанию. Нижнее основание изготовлено из акрила и является общим для всех девяти компоновок, оно содержит определенное количество отверстий для крепления модулей.

Платформа соединена с помощью шести штанг и двенадцати шарниров с каретками модулей. Каждая пара штанг соединена с платформой и кареткой таким образом, что образует

параллелограмм, это дает возможность платформе двигаться линейно в трех плоскостях. Установка модулей под углом позволила увеличить скорость перемещения платформы.

Следовательно станок имеет три рабочие оси – X, Y и Z. Кроме того, при необходимости для расширения технологических возможностей, можно оснастить станок дополнительными модулями, такими, как вращательный стол, система смены инструмента и тому подобное.

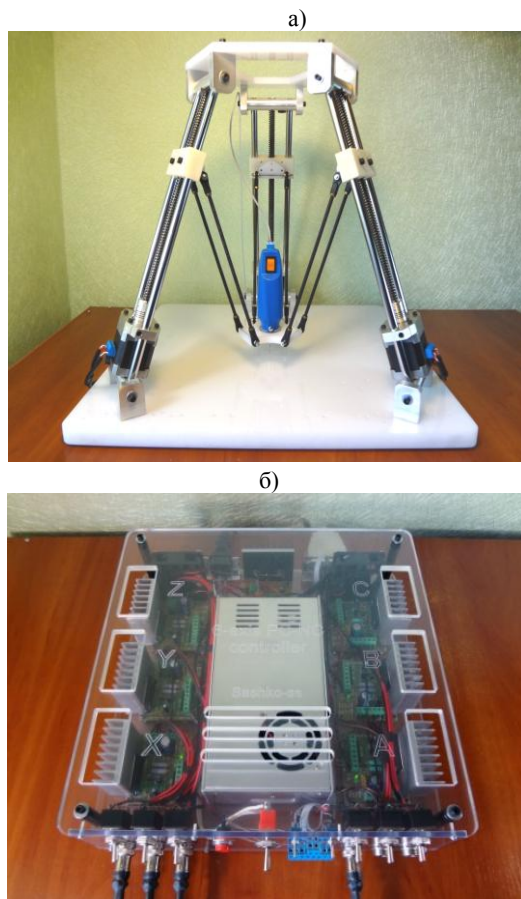


Рис. 8. Станок – триглайд пирамидальной каркасной компоновки (а) и его система управления (б)

Rys. 8. Obrabirka - trójramienna piramidalna struktura (a) i jej system sterowania (б)

Система управления станком построена согласно концепции PC-NC (Personal Computer-Numerical Control) (рис.9), которая имеет однокompьютерную архитектуру, в рамках которой все задачи управления (геометрическая, логическая, терминальная) решено сугубо программным путем без использования дополнительных аппаратных устройств.



Рис. 9. Структура системы управления станком

Rys. 9. Struktura systemu sterowania obrabiarką

ВЫВОДЫ

Из изложенного следует, что оптимальным представляется построение станочных систем на основе модульного принципа и организация системы ЧПК на базе персонального компьютера. При этом целесообразно изготавливать прототипы станков уменьшенного размера, получая таким образом полнофункциональные настольные станки.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Аверьянов О.И.*: Модульный принцип построения станков с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1987.- 232с.
2. *Кузнецов Ю.Н.*: Создание станков нового поколения с применением генетико-морфологического подхода. –Международная научная конференция УНИТЕХ' 10, ТУ-Габрово, 2010, ч. 1 – с. II-79-II-85, ч. 2 – с. II-86-II-91.
3. *Кузнецов Ю.М., Степаненко О.О.*: Настільні фрезерні верстати, керовані комп'ютером. Науковий журнал «Технологічні комплекси», №1, 2010.-с. 72-77.
4. *Kuznietsov Yuriy, Shinkarenko Vasiliy*: The Genetic approach is the key to innovative Synthesis of complicated Technical Systems. Journal of the Technical University at Plovdiv, Bulgaria Fundamental Sciences and Applications /Volume 16, book 2, 2011. P.p. 15-33.

5. Шинкаренко В.Ф., Гайдаенко Ю.В.: Генетические принципы структуро - образования гибридных электромеханических систем. – Вісник КДУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2010 (62). ч. 2. –с. 47-50.

THE MODULAR APPROACH TO CREATE A DESKTOP CNC MILLING MACHINES

***Abstract.** Presented a modular approach to build milling machines working on the computer. As an example, offered a desktop milling machine pyramidal configuration, consisting of a main module of motion and the motion innings. Modules are offered original solutions of linear movement and self-spindle motor.*

Ilia TAIROV
Państwowy Moskiewski Uniwersytet
Technologiczny STANKIN
Moskwa, Rosja

ADAPTACJA STEROWNIKA NUMERYCZNEGO „MIKROS-12T” DO SYSTEMU ZINTEGROWANEGO SAPR TP „ADEM”

АДАПТАЦИЯ УЧПУ «МИКРОС – 12Т» В ИНТЕГРИРОВАННУЮ САПР ТП «АДЕМ»

ВВЕДЕНИЕ

Автоматизация проектирования реализуется с помощью систем автоматизированного проектирования (САПР). САПР – это разумное сочетание возможностей человека и ЭВМ, где пользователь выполняет неформализованные операции, требующие интеллектуальных способностей, а ЭВМ поручаются задачи, требующие высокой скорости вычислений, визуального отображения информации и запоминания больших объемов данных.

К настоящему времени выделились два направления применения средств вычислительной техники в машиностроении: автоматизация производственных процессов и автоматизации инженерного труда. Первое направление – это оборудование с ЧПУ, гибкие производственные комплексы и системы. Второе – САПР, автоматизированные системы управления технологическими процессами и производством.

Фирма «Микрос» (г. Ногинск Московской области) сделала огромный шаг в развитии машиностроения в России, выпустив систему ЧПУ «Микрос-12». Сейчас эта УЧПУ успешно работает на многих предприятиях России.

ОПИСАНИЕ УЧПУ «МИКРОС-12Т»

Устройство ЧПУ "МИКРОС-12Т" предназначено для модернизации и комплектации токарных станков. УЧПУ "МИКРОС-12Т" построено по архитектуре промышленного компьютера с использованием собственной операционной системы жесткого реального времени. Используются постоянно обновляющиеся новейшие вычислительные средства. Большой 15-дюймовый жидкокристаллический дисплей позволяет предоставлять пользователю разнообразную алфавитно-цифровую и графическую информацию. Блочная конструкция УЧПУ позволяет расположить компактный пульт управления близко к зоне обработки детали. Работа с УЧПУ "МИКРОС-12Т" удобна, благодаря дружескому человеко-машинному интерфейсу. Управление осуществляется в диалоговом режиме с использованием меню. Контроль за выполняемыми операциями, а также за состоянием УЧПУ и станка обеспечивается с помощью развитой индикации.

Широкий, хорошо систематизированный набор параметров с полноценными названиями обеспечивает удобную и лёгкую настройку УЧПУ "МИКРОС-12Т" на конструктивные и технологические особенности станков ^[1].

ОПИСАНИЕ САПР «ADEM»

Задача интеграции в производство УЧПУ «МИКРОС-12Т» стояла в г. Электросталь (Московская область). На многих предприятиях этого города используется САПР ADEM (англ. Automated Design Engineering Manufacturing) — российская интегрированная CAD/CAM/CAPP система, предназначенная для автоматизации конструкторско-технологической подготовки производства (КТПП).

ADEM позволяет автоматизировать следующие виды работ: объёмное и плоское моделирование и проектирование; оформление проектно-конструкторской и технологической документации; проектирование технологических процессов; анализ технологичности и нормирование проекта; программирование оборудования с ЧПУ (фрезерное, токарное, электроэрозионное, лазерное и др.); ведение архивов документов; реновацию знаний (работа со сканированными чертежами и старыми программами ЧПУ).

МОДУЛЬ GPP – ГЕНЕРАТОР ПОСТПРОЦЕССОРОВ В СИСТЕМЕ САПР «ADEM»

Генератор постпроцессоров ADEM GPP предназначен для разработки и изменения пользователем параметров оборудования с ЧПУ при формировании управляющей программы (УП).

Каждый Постпроцессор представляет собой набор алгоритмических инструкций по формированию кадров УП и состоит из нескольких связанных частей.

Ряд параметров стойки с ЧПУ группируется в виде анкеты с определенным набором ответов. Кроме того математический аппарат ADEM GPP в состоянии компенсировать несовершенство математики стойки. Например, отсутствующий круговой интерполятор может быть заменен на линейный. Несмотря на увеличение общего размера УП это повлечет за собой увеличение возможностей станка и номенклатуры изделий для него.

Весомая часть постпроцессора, коренным образом влияющая на все переменные кадра УП - алгоритм формирования кадров программы ^[2].

Задача пользователя алгоритмически назначить последовательность и законы вывода в кадр значений параметров на основе системных и пользовательских переменных в соответствии с кодом приходящей команды CLDATA. Алгоритмы могут содержать расчеты.

СОСТАВ ПОСТПРОЦЕССОРА

<i>Паспорт станка</i>	Набор вопросов и возможные варианты ответов о станке и правилах программирования для него.
<i>Макрокоманды</i>	Информация об обработке адаптером таких команд CLDATA, для реализации которых необходимо выполнить несколько команд CLDATA.
<i>Макет кадра</i>	Структура кадра управляющей программы: взаимное расположение всех

Алгоритмы возможных окон кадра и описание каждого из них.
 Алгоритмы представления команд CLDATA в виде кадров и слов управляющей программы.

НЕКОТОРЫЕ АЛГОРИТМЫ ПОСТПРОЦЕССОРА САПР «АДЕМ» ДЛЯ УЧПУ «МИКРОС-12Т»

36 ;	ЦИКЛЫ
MODOFF _X;	Выключение модальности переменной X
MODOFF _Z;	Выключение модальности переменной Z
MODOFF _R;	Выключение модальности переменной R
_TSIKL=1;	Переменной _TSIKL присваивается значение «1»
КАДР;	Новый кадр
IF N/CYCLE=81 N/CYCLE=82 DO;	Если номер цикла, переданного из CLDATA равен «81» или «82» то
_G4->82;	выводится G82 - сверление, зенкование
_X->YT;	выводится X[] – «-» текущее положение инструмента
_R->XT+PAR/C10;	выводится R[] – текущее положение инструмента плюс величина недобега
IF (XT-PAR/C3)<0 _Z->XT- PAR/C3+PAR/C10;	Если текущее положение инструмента минус глубина отверстия меньше нуля, то выводится Z[] – текущее положение инструмента минус глубина отверстия плюс величина недобега
ELSE _Z- >XT+PAR/C3+PAR/C10;	Иначе выводится Z[]- текущее положение инструмента плюс глубина отверстия плюс величина недобега
_P->PAR/C4;	выводится P[] – величина выстоя
_F->PAR/C1;	выводится F[] – подача
ENDDO;	Конец DO
ELSE IF N/CYCLE=83 N/CYCLE=69 N/CYCLE=70 N/CYCLE=71 N/CYCLE=72 N/CYCLE=73 DO;	Если номер цикла, переданного из CLDATA равен «83» , «69-73» то
_G4->73;	выводится G73 - цикл высокоскоростной обработки глубокого отверстия
_X->YT;	выводится X[] – «-»текущее положение инструмента
_R->XT+PAR/C10;	выводится R[] – текущее положение инструмента плюс величина недобега
IF (XT-PAR/C3)<0 _Z->XT- PAR/C3+PAR/C10;	см. выше

ELSE _Z->XT+PAR/C3+PAR/C10;	см. выше
_Q->PAR/C8;	выводится Q[] – глубина прохода
_D->5;	выводится D5 – величина отскока инструмента 5мм
_F->PAR/C1;	выводится F[] – подача
ENDDO;	Конец DO
ELSE IF N/CYCLE=84 DO;	Если номер цикла, переданного из CLDATA равен «84» то
_G4->84;	выводится G84 - цикл нарезания резьбы метчиком
_X->YT;	выводится X[] – «-»текущее положение инструмента
_R->XT+PAR/C10;	выводится R[] – текущее положение инструмента плюс величина недобега
IF (XT-PAR/C3)<0 _Z->XT-PAR/C3+PAR/C10;	см. выше
ELSE _Z->XT+PAR/C3+PAR/C10;	см. выше
_F->PAR/C1;	выводится F[] – подача
ENDDO;	Конец DO
КАДР;	Новый кадр
_G4->80;	выводится G80 – конец цикла
END ;	
181 ;	Линейная интерполяция
IF NEXT/COD=36 NEXT/COD=308 NEXT/COD=307 CALL 28;	если следующий алгоритм 36 – цикл, или 308 – сверлить, или 307 – центровать вызывается алгоритм 28 – отвод.
ELSE DO;	иначе
IF _PL!=1 _G1->1;	если переменная _PL не равна «1», то выводится G1-рабочий ход
ELSE _G1->0;	иначе выводится G0 – ускоренное перемещение
IF DX!=0 _Z->XT;	Если приращение по оси X не равно «0» то выводится Z[]-текущее положение инструмента
IF DY!=0 _X->YT;	Если приращение по оси E не равно «0» то выводится X[]- «-»текущее положение инструмента
ENDDO;	Конец DO
IF NEXT/COD=303 CALL 28303;	Если следующий алгоритм 303 – расточить, вызывается алгоритм 28303 – отвод для расточки
КАДР;	
END ;	

183 ;	Круговая интерполяция
IF DIR/CIRC=CW _G1->3;	Если направление дуги против часовой стрелки, то выводится G3
ELSE _G1->2;	иначе выводится G2
_X->YT;	выводится X[] – «-»текущее положение инструмента
_Z->XT;	выводится Z[]-текущее положение инструмента
_I->YC-Y/CENTER;	выводится I[] – расстояние от точки начальной точки, до центра дцги
_K->X/CENTER-XC;	выводится K[] – расстояние от точки начальной точки, до центра дцги
_R->ABS(R/CIRC);	выводится R[] – модуль радиуса дуги
_PL=0;	переменной _PL присваивается значение «0» см. алгоритм 181
IF NEXT/COD=36 CALL 28;	Если следующий алгоритм 36 – цикл, то вызывается алгоритм 28 - отвод
END ;	

ПРИМЕР РАЗРАБОТКИ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ДЕТАЛИ «СТУПИЦА»

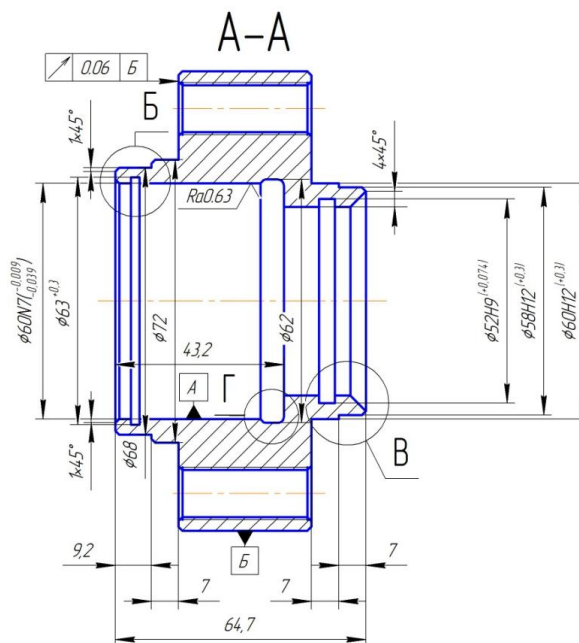


Рис. 1. Сечение детали с основными размерами

Rys. 1. Przekrój części z oznaczonymi wymiarami

Траектория движения инструмента при Установе А показана на рис. 2.

При обработке детали принимаем, что точка начала цикла X0 Z50

Точение поверхности ф117 за 2 прохода

Подрезка торца ф60

Подрезка торца ф117

Точение поверхностей ф58, ф60 за 2 прохода

Центрование, сверление, рассверливание

Расточка ф48 за 2 прохода

Расточка фаски 4x45°

Расточка канавки ф52

Траектория движения инструмента при Установе Б показана на рис.3.

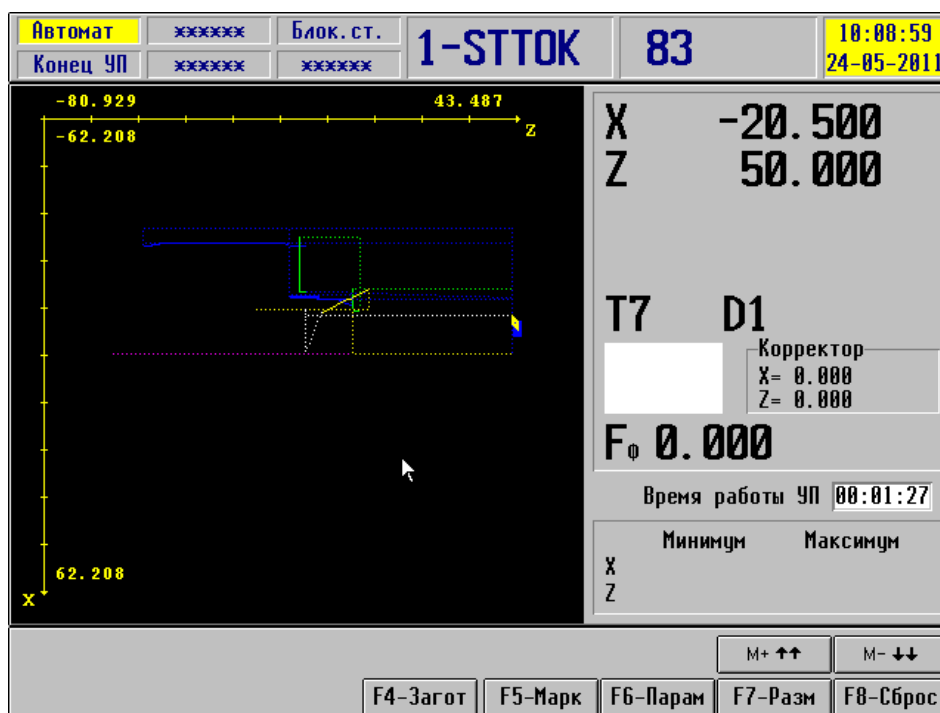


Рис. 2. Траектория движения инструмента при Установе А

Rys. 2. Trajektoria ruchu narzędzia przy nastawie A

Точка начала цикла X0 Z50

Подрезка торца ф68, ф117

Точение поверхности ф68, ф72 за два прохода

Расточка отверстия ф60

Расточка канавки для выхода шлифовального круга

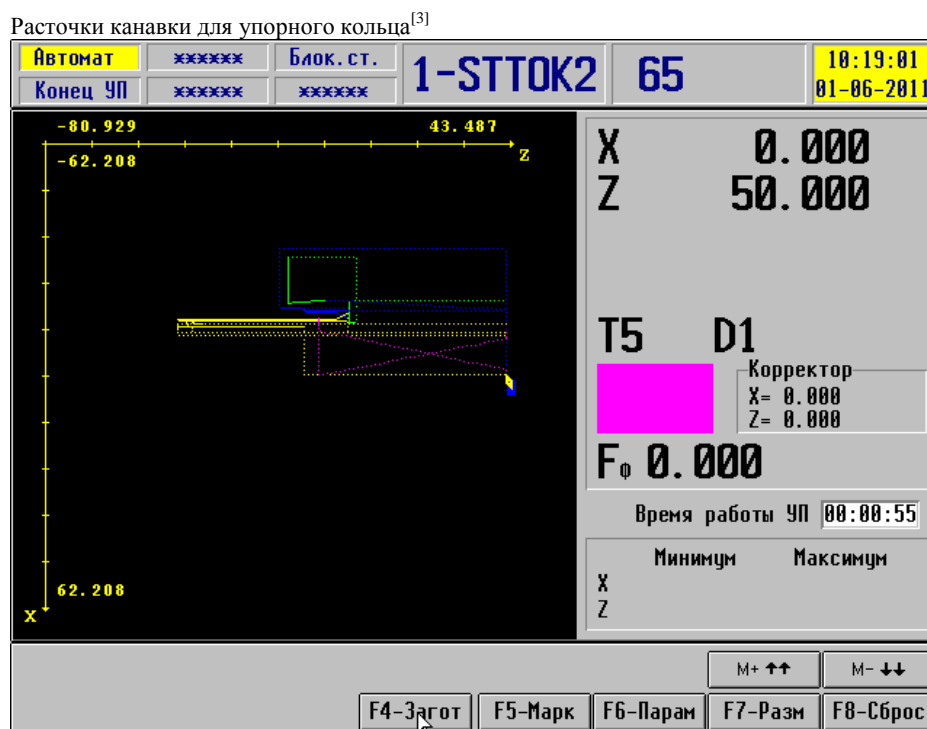


Рис. 3. Траектория движения инструмента при Установе Б

Rys. 3. Trajektoria ruchu narzędzia przy nastawie B

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Адаптация УЧПУ «МИКРОС-12Т» к интегрированной САПР ТП «АДЕМ» позволила оснастить предприятия и учебные заведения оборудованием с УЧПУ «МИКРОС-12» и автоматизировать процесс разработки управляющих программ.

ЛИТЕРАТУРА

1. УСТРОЙСТВО ЧИСЛОВОГО ПРОГРАММНОГО УПРАВЛЕНИЯ «МИКРОС-12Т»
уководство оператора ЕИЯГ.466415.011-01.00 Д1, 82с. / Электр. Формат. Ногинск, 2009г. ЗАО «МИКРОС»
2. Инструкция к модулю «АДЕМ GPP», 106с.; / Электр. Формат. М.; АДЕМ Group 2009г.
3. Дипломный проект на тему: «Адаптация системы УЧПУ «МИКРОС – 12Т» к интегрированной САПР ТП «АДЕМ». ЭПИ НГТУ «МИСиС», Электросталь 2011.

"ADAPTATION NC" MICROS - 12T "IN AN INTEGRATED CAD / CAM / CAPP «ADEM»

Abstract. Adaptation of CNC "MICROS-12T" in an integrated CAD / CAM / CAPP «ADEM» enabled the company to equip the new control system of CNC equipment and automate the development process control programs.

Bogusław REIFUR
Grzegorz MYSZKOWSKI
Politechnika Wrocławska
Wrocław, Polska

KOMPUTEROWO WSPOMAGANA ANALIZA ŁAŃCUCHÓW WYMIAROWYCH Z WYKORZYSTANIEM PROGRAMU AUTOCAD

COMPUTER AIDED ANALYSIS OF DIMENSION CHAINS WITH THE USE OF AUTOCAD

Projektowanie procesów technologicznych montażu musi sprostać wymogom szybkiego reagowania w dostosowaniu technologii do często zmieniających się uwarunkowań produkowanych wyrobów, ich modernizacji i konkurencyjności. Powoduje to konieczność opracowania takich narzędzi, które w szybki sposób, przy niewysokich kosztach projektowania i analiz pozwolą rozpatrzyć wiele dopuszczalnych rozwiązań i wybrać korzystne z uwagi na koszty. Opracowany przez autora system projektowania i analizy procesu technologicznego montażu [1] umożliwia w jednym ze swoich modułów programowych dokonywanie analizy doboru cech geometryczno-wymiarowych części i zespołów maszyn. Analiza wzajemnego położenia części oraz żądanych luzów oparta jest na łańcuchach wymiarowych mających kluczowe znaczenia w montażu. Zadania identyfikacji równania łańcucha wymiarowego realizuje program analizy i syntezy wymiarowej. Jest on opracowany dla potrzeb analiz w przypadku posługiwania się systemami AUTOCAD firmy Autodesk korzystając dla odczytania informacji z pliku typu DWG, zawartych w blokach wymiarowych.

Jednym z głównych etapów projektowania procesu technologicznego montażu jest opis struktury montowanego przedmiotu za pomocą łańcuchów wymiarowych, których rodzaje i metody obliczania są powszechnie znane. Opis ten pozwala na określenie wzajemnego położenia elementów danego wyrobu oraz wyznaczenie występujących między nimi luzów i wcisków. Szeroka wiedza na temat analizy i syntezy jako narzędzi wspomagających wyznaczanie tolerancji to proces, który nadal stanowił jeden z trudniejszych elementów pracy inżynierskiej. Obliczenia z nim związane nie sprawiają zbytnio kłopotu w przypadku łańcuchów dwuwymiarowych o małej liczbie ogniw. Wiele trudności natomiast sprawiają łańcuchy przestrzenne, przy jednocześnie dużej liczbie ogniw składowych, gdyż obliczenia te wymagają wielu skomplikowanych i czasochłonnych przekształceń.

Potrzeba CAT w postaci dodatkowego modułu wspomagającego dobór tolerancji sprawiła, że producenci oprogramowania CAD/CAM zintegrowali aplikacje CAT w nowoczesnych systemach CAD/CAM jak: PRO/ENGINEER, I-DEAS. Wśród programów ze zintegrowanym modułem CAT nie znalazło się środowisko CAD firmy AUTODESK. Producent z niewiadomych przyczyn nie dołączył go do jednego z najpopularniejszych systemów wspomagania prac projektowych, jakim jest program AUTOCAD.

GENEROWANIE ŁAŃCUCHA WYMIAROWEGO Z PLIKU DWG W ŚRODOWISKU CAD

Publikacje podejmujące temat analizy i syntezy łańcuchów wymiarowych w montażu, opisywały głównie możliwość generowania łańcucha z wykorzystaniem narzędzi MsOffice lub z pliku typu DXF [1, 3, 5,]. Pliki DXF, służące wymianie danych wektorowych, charakteryzują się łatwym dostępem do danych zawierających strukturę oraz parametry modelowanego obiektu. Struktura zapisu informacji w pliku DXF jest dość skomplikowana. Natomiast edycja procedur pliku DXF nie stwarza zbyt wielu trudności – dane zapisywane są w kodzie ASCII, dzięki czemu jego poprawny odczyt i zapis jest możliwy na każdej platformie sprzętowej i systemowej. Wadą formatu DXF jest stosunkowo duży rozmiar, jak również znacznie większy czas odczytu i zapisu pliku w porównaniu z jego binarnym odpowiednikiem DWG. Z tego powodu popularniejszym stał się format DWG, mimo że jego kompresja znacznie utrudniła dostęp do danych zawierających strukturę modelowanego obiektu. Narzędziem wspomagającym odczyt danych z pliku DWG jest zintegrowany z systemem AUTOCAD edytor do tworzenia makr w języku BASIC. Do stworzenia i edycji kodu źródłowego aplikacji posłużył program „Visual Basic for Applications” w wersji 6.0. Przygotowanie rysunków zawierających przykładowe łańcuchy wymiarowe oraz testy przeprowadzono w AUTOCAD firmy Autodesk.

Opracowana w tym celu metoda umożliwia odczyt informacji z plików typu DWG, w szczególności danych zawierających definicję bloków wymiarowych, w celu wygenerowania łańcucha wymiarowego do dalszej analizy i/lub syntezy.

Pierwszy etap dotyczący wczytywania pliku z łańcuchem wymiarowym oparto na standardowym rozwiązaniu systemu Windows. Program pobiera nazwę i lokalizację pliku poprzez okno wyboru wykorzystywane przez większość aplikacji systemowych. Procedura otwierania pliku kończy się wyświetleniem zawartości pliku w środowisku CAD, gdzie rozpoczyna się etap określenia wymiaru zamykającego. W przypadku błędnego wskazania program informuje użytkownika błędnie, po czym powraca do głównego okna.

Prawidłowo określony wymiar zamykający skutkuje uruchomieniem procedury przeszukiwania bloków rysunkowych znajdujących się w obszarze modelu. W momencie natrafienia na blok wymiarowy program w pierwszej kolejności sprawdza, czy dany wymiar ma tę samą orientację co wymiar zamykający. Gdy odnaleziony wymiar spełnia ten warunek, wówczas aplikacja wpisuje do kolejnej komórki zmiennej tablicowej jego podstawowe parametry, między innymi wymiar nominalny, odchyłki graniczne i orientację

Kolejny etap to określenie wymiarów składowych łańcucha, którego ogniwem zamykającym jest wskazany wcześniej wymiar. Zadanie to realizowane jest przez procedurę, w której można wyróżnić następujące etapy:

1. Deklaracja zmiennej dynamicznej typu tablicowego, w której będą przechowywane współrzędne punktów początkowych i końcowych wymiarów oraz zmiennej liczbowej i .
2. Umieszczenie w i -tym rekordzie tablicy współrzędnych punktów zawieszenia ogniwa wynikowego (dla $i=0$) i przyjęcie jednego z nich jako punktu bazowego rozpoczynającego łańcuch.
3. Sprawdzenie wcześniej pobranych z modelu wymiarów w celu wybrania takich, w których co najmniej jedna ze współrzędnych punktów zawieszenia pokrywa się z punktem bazowym.
4. Powiększenie tablicy dynamicznej o ilość wymiarów spełniających warunek z poprzedniego etapu oraz wpisanie współrzędnych tych wymiarów do tablicy. Wymiary te zostają dodatkowo oznaczone indeksem wymiaru (i), z którym są powiązane.
5. $i=i+1$.

Etapy 3, 4 i 5 są powtarzane dopóki zostaną spełnione jednocześnie warunki takie, że i -ty wymiar jest wymiarem zamykającym oraz $i > 2$. Po zakończeniu procedury ogniwo wynikowe równocześnie otwiera i zamyka strukturę tablicy dynamicznej.

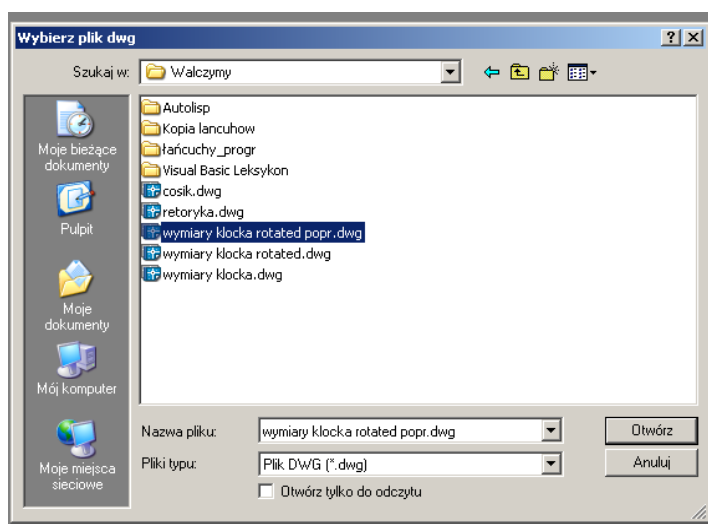
Począwszy od wymiaru zamykającego znajdującego się na końcu tablicy, program rozpoczyna śledzenie indeksów dołączonych do każdego wymiaru (i), odnajdując przy tym powiązane ze sobą wymiary składowe poszukiwanego łańcucha wymiarowego. Wynik w postaci wygenerowanego łańcucha zostaje przypisany do zmiennej, która służy do realizacji dalszych zadań związanych z jego analizą bądź syntezą.

PROGRAM ANALIZY I SYNTEZY DLA SELEKCJI GRUPOWEJ

Program obliczeniowy Łańcuch-Syntal w wersji 1.0 wymaga dodatkowych bibliotek systemowych, które są automatycznie dołączane do bibliotek systemowych podczas instalacji programu.

Po uruchomieniu programu pojawia się jego główne okno wraz z menu umieszczonym w górnym pasku okna. Struktura menu zawiera: START, ANALIZA – uruchomienie modułu analizy łańcucha wymiarowego, SYNTEZA – uruchomienie modułu syntezy łańcucha wymiarowego, SELEKCJA GRUPOWA – uruchomienie modułu selekcji grupowej, EXIT – zakończenie programu.

Wybór z menu START komendy ANALIZA rozpoczyna proces analizy łańcucha wymiarowego (rys. 1). W kolejnym kroku program uruchamia edytor CAD, automatycznie otwierając wcześniej wybrany plik. Następnie w wierszu poleceń pojawia się komunikat „Wskaż wymiar zamykający”, po którym użytkownik powinien wskazać ogniwo zależne analizowanego łańcucha. W przypadku wyboru obiektu, który nie jest wymiarem lub też kliknięciu w innym dowolnym obszarze modelu, program wyświetla komunikat o błędnym wskazaniu i powraca do okna głównego.



Rys. 1. Okno wyboru pliku zawierającego łańcuch wymiarowy

Po wybraniu wymiaru zamykającego następuje zminimalizowanie edytora CAD i wyświetlenie w głównym oknie programu SYNTAL modułu analizy wymiarowej. W oknie modułu widoczna jest tabela,

która zawiera spis wszystkich ogniów wchodzących w skład analizowanego łańcucha (rys. 2). Ilość wierszy tabeli równa jest liczbie wymiarów łańcucha, natomiast kolumny zawierają kolejno: wartość nominalną kolejnego ogniwa wraz ze znakiem określającym rodzaj danego ogniwa („+” – wymiar zwiększający, „-” – wymiar zmniejszający), odchyłkę dolną oraz odchyłkę górną. W pierwszym wierszu tabeli zawsze znajdują się parametry wymiaru zamykającego – jego wymiar nominalny oraz obliczone odchyłki graniczne. Obok tabeli dodatkowo umieszczono okno tekstowe zawierające równania łańcucha wymiarowego.

Wymiary składowe łańcucha wybranego do analizy wymiarowej powinny posiadać określoną tolerancję (odchyłki graniczne). W przypadku gdy wymiar składowy nie zawiera tolerancji (odchyłek granicznych), wówczas program automatycznie dobiera ją zgodnie z normą [4].

Wybór z menu START komendy SYNTEZA rozpoczyna proces syntezy łańcucha wymiarowego. Początkowo przebiega on bardzo podobnie do procesu analizy wymiarowej. Po wskazaniu pliku zawierającego łańcuch wymiarowy i wybraniu ogniwa zależnego danego łańcucha, w oknie głównym programu SYNTAL pojawia się moduł syntezy wymiarowej (rys. 3).

Wymiar [mm]	Odchyłka dolna [mm]	Odchyłka górna [mm]
0	+0,030	+0,120
-130	-0,050	-0,020
+30	-0,010	+0,010
+100	+0,020	+0,060

Równanie łańcucha wymiarowego
0=-130+30+100

Rys. 2. Moduł analizy wymiarowej z przykładową analizą łańcucha wymiarowego

Pasek znajdujący się w górnej części modułu pozwala na przełączanie się pomiędzy metodami zamienności części. Dostępne są dwie możliwości: zamienność całkowita oraz zamienność częściowa. Poniżej paska znajduje się tabela główna modułu, która zawiera wyniki syntezy wymiarowej dla metod syntezy: jednakowej tolerancji, jednakowej klasy tolerancji, minimum kosztów. W pierwszej kolumnie znajdują się wymiary nominalne ogniów składowych, natomiast kolejne kolumny zawierają obliczone tolerancje tych ogniów. W momencie przełączenia zamienności w górnym pasku, program automatycznie odświeża tabelę, umieszczając w niej wyniki zgodne z wybraną zamiennością.

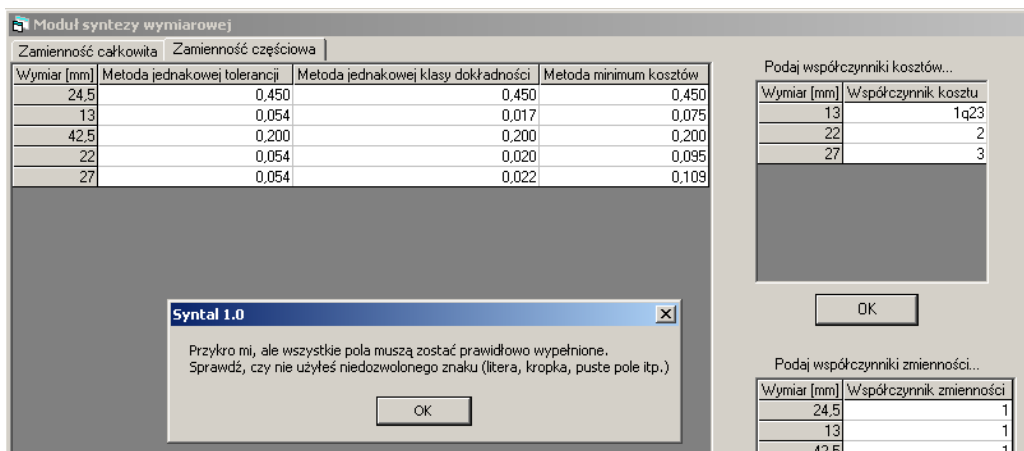
Wymiar [mm]	Metoda jednakowej tolerancji	Metoda jednakowej klasy dokładności	Metoda minimum kosztów
24,5	0,450	0,450	0,450
13	0,083	0,072	0,060
42,5	0,200	0,200	0,200
22	0,083	0,086	0,085
27	0,083	0,092	0,104

Wymiar [mm]	Współczynnik kosztu
13	1
22	2
27	3

Rys. 3. Moduł syntezy wymiarowej z przykładową syntezą łańcucha wymiarowego

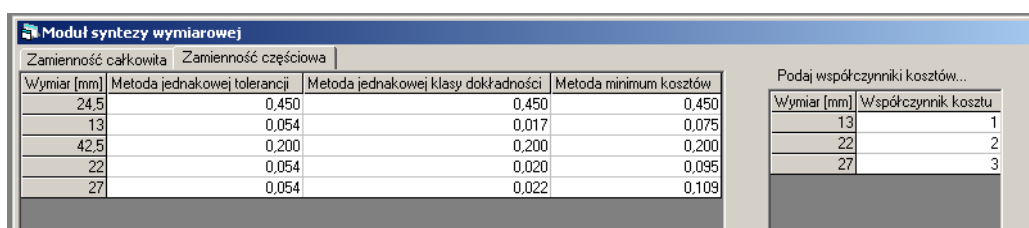
Obok tabeli głównej znajduje się mniejsza tabela służąca do określenia współczynnika kosztów. Wstępnie program przyjmuje domyślne wartości współczynników ($K_i = i$). Po wprowadzeniu danych i potwierdzeniu przyciskiem „OK” pod tabelą, następuje automatyczne przeliczenie wartości tolerancji ogniów składowych dla metody minimum kosztów. W przypadku nieprawidłowego wprowadzenia danych (tekst zamiast liczby, kropka rozdzielająca część całkowitą od części ułamkowej lub pozostawienie co

najmniej jednego pustego pola) [2, 6] program informuje użytkownika o błędzie prosząc o skorygowanie wartości współczynników (rys. 4).



Rys. 4. Zabezpieczenie przed nieprawidłowym wprowadzeniem współczynników

W przypadku zmienności częściowej pod tabelą współczynników kosztu pojawia się tabela służąca do wprowadzania współczynników zmienności ogniw łańcucha wymiarowego (rys. 5.6). Wstępnie przyjęto domyślne wartości współczynników ($k_i = 1$) Po wprowadzeniu współczynników program oczekuje na potwierdzenie przyciskiem znajdującym się pod tabelą, po czym dokonuje automatycznego przeliczenia wartości tolerancji w tabeli głównej uwzględniając nowe wartości współczynników zmienności. Podobnie jak w poprzedniej tabeli, pola do wprowadzania danych zabezpieczono przed wpisaniem niedozwolonego znaku.



Rys. 5. Moduł syntezy wymiarowej wraz z tabelą współczynników zmienności

Aby uprościć ewentualną korektę danych w tabeli współczynników kosztu oraz w tabeli współczynników zmienności rozszerzono możliwość kasowania nieprawidłowych danych. Po najechaniu na komórkę tabeli i naciśnięciu klawisza DELETE cała zawartość zaznaczonej komórki zostaje usunięta, natomiast po naciśnięciu tego samego klawisza wraz z przytrzymanym klawiszem SHIFT zostają usunięte wszystkie wartości znajdujące się w tabeli. Naciśnięcie klawisza ENTER powoduje przejście do następnej linii.

Ostatni moduł o nazwie SELEKCJA GRUPOWA, uruchamiany podobnie jak poprzednie moduły z menu START, służy do określenia ilości grup selekcyjnych oraz ich tolerancji uwzględniając przy tym

wymaganą tolerancję ogniwa zamykającego. Po procedurze wczytania pliku z łańcuchem wymiarowym, identycznej jak w poprzednich modułach, ukazuje się okno z tabelą główną (rys. 6). W pierwszej kolumnie podana jest wyznaczona ilość grup selekcyjnych, natomiast kolejne kolumny identyfikują ogniwa łańcucha wymiarowego, począwszy do ogniwa zamykającego. Kolejne wiersze zawierają założone odchyłki graniczne wymiarów łańcucha oraz wyznaczoną tolerancję selekcyjną danego wymiaru.

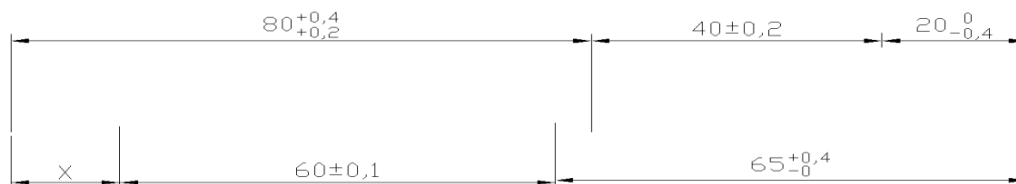
Il. grup		0	130	30	100
2	EI/ei rzecz.	0,030	-0,050	-0,010	0,020
	ES/es rzecz.	0,120	-0,020	0,010	0,060
	Tol. gr. sel.	0,0450	0,0150	0,0100	0,0200

Rys. 6. Moduł selekcji grupowej z obliczonymi tolerancjami selekcyjnymi

W prawej części okna modułu znajdują się trzy pola tekstowe: w położonym najwyżej wypisane jest równanie łańcucha wymiarowego, pozostałe dwa służą do wprowadzania wymaganych odchyłek granicznych. Po wpisaniu określonej odchyłki i przyciśnięciu klawisza ENTER, program automatycznie przelicza ilość grup selekcyjnych oraz tolerancje selekcyjne poszczególnych wymiarów. Tak jak w przypadku poprzednich dwóch modułów pola zabezpieczono przed wprowadzaniem niedozwolonych znaków.

TEST PROGRAMU - ANALIZA ŁAŃCUCHA WYMIAROWEGO

Dla łańcucha wymiarowego (rys. 7) wyznaczyć równanie łańcucha oraz obliczyć wartość nominalną i odchyłki graniczne wymiaru zamykającego X.



Rys. 7. Przykładowy łańcuch wymiarowy dla zadania analizy i metody selekcji grupowej

Moduł analizy wymiarowej		
Wymiar [mm]	Odchyłka dolna [mm]	Odchyłka górna [mm]
15	-0,900	+0,700
-60	-0,1	+0,1
-65	0	+0,4
+20	-0,4	0
+40	-0,2	+0,2
+80	+0,2	+0,4

Równanie łańcucha wymiarowego

$$15 = 60 - 65 + 20 + 40 + 80$$

Rys. 8. Otrzymane wyniki dla zadania analizy łańcucha wymiarowego

Pierwszy wymiar znajdujący się w tabeli (rys.8) to obliczony wymiar zamykający: $15_{-0,9}^{+0,7}$.

Sprawdzenie:

Wartość nominalna: $80 + 40 + 20 - 65 - 60 = 15$

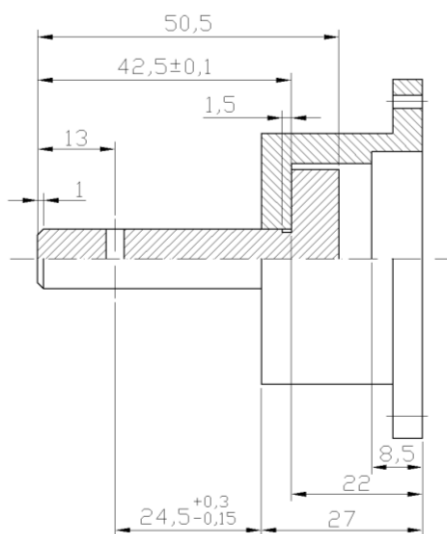
Odchyłka dolna: $n_1 = +0,2 - 0,2 - 0,4 - 0,4 - 0,1 = -0,9$

Odchyłka górna: $n_2 = 0,4 + 0,2 + 0 - (-0,1) = +0,7$

SYNTEZA ŁAŃCUCHA WYMIAROWEGO

Dla zamienności całkowitej częściowej wyznaczyć tolerancje wymiarów niezależnych, tworzących łańcuch wymiarowy z wymiarem zależnym $24,5_{+0,15}^{+0,3}$ (rys. 9).

Obliczenia wykonać dla metody jednakowej tolerancji, metody jednakowej klasy dokładności oraz metody minimum kosztów. Rozkłady wymiarów podanych na rysunku są rozkładami normalnymi (współczynniki wpływu $k_i = 1$). Współczynniki kosztu wykonania przedstawia tabela 1.



Rys. 9. Przykład do zadania syntezy łańcucha wymiarowego – schemat montażu tłoka

Tabela 1. Dane do zadania syntezy wymiarowej – współczynniki kosztu wykonania

Wymiar	1	1,5	8,5	13	22	24,5	27	42,5	50,5
Wsp. kosztu K_i	0,5	0,8	2,2	1	2,5	x	2	x	1,4

Moduł syntezy wymiarowej			
Zamiennność całkowita		Zamiennność częściowa	
Wymiar [mm]	Metoda jednakowej tolerancji	Metoda jednakowej klasy dokładności	Metoda minimum kosztów
24,5	0,450	0,450	0,450
13	0,083	0,072	0,063
42,5	0,200	0,200	0,200
22	0,083	0,086	0,099
27	0,083	0,092	0,088

Podaj współczynniki kosztów...	
Wymiar [mm]	Współczynnik kosztu
13	1
22	2,5
27	2

Rys. 10. Wyniki syntezy łańcucha wymiarowego dla zmienności całkowitej

Rysunki 10 i 11 przedstawiają obliczone tolerancje dla zadanych metod i zmienności. Najlepszy wynik (najszersze pola tolerancji wymiarów składowych) uzyskano w metodzie minimum kosztów dla zmienności częściowej.

Moduł syntezy wymiarowej			
Zamiennność całkowita		Zamiennność częściowa	
Wymiar [mm]	Metoda jednakowej tolerancji	Metoda jednakowej klasy dokładności	Metoda minimum kosztów
24,5	0,450	0,450	0,450
13	0,054	0,017	0,076
42,5	0,200	0,200	0,200
22	0,054	0,020	0,103
27	0,054	0,022	0,096

Podaj współczynniki kosztów...	
Wymiar [mm]	Współczynnik kosztu
13	1
22	2,5
27	2

Rys. 11. Wyniki syntezy łańcucha wymiarowego dla zmienności częściowej

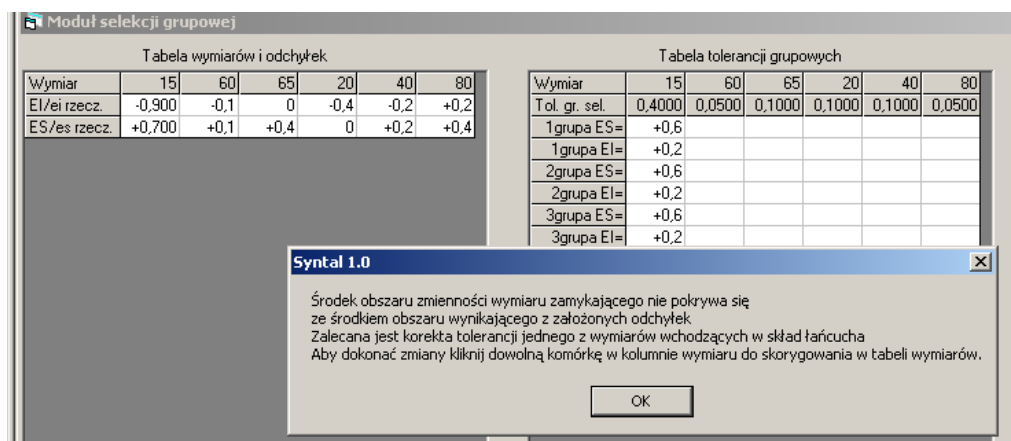
METODA SELEKCJI GRUPOWEJ

Dla łańcucha wymiarowego (rys. 7) określonego równaniem:

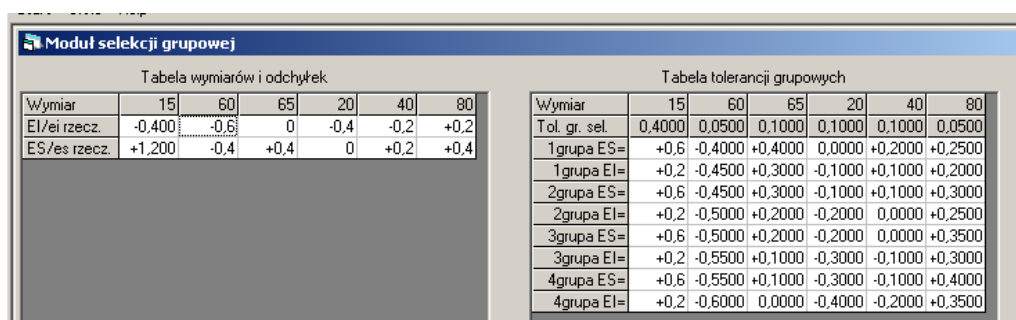
$$80_{+0,2}^{+0,4} + 40_{-0,2}^{+0,2} + 20_{-0,4}^0 - 65_0^{+0,4} - 60_{-0,1}^{+0,1} = 15_{n1}^{n2}$$

obliczyć liczbę grup selekcyjnych oraz wymiary graniczne wszystkich ogniw składowych w poszczególnych grupach selekcyjnych, jeżeli żądane odchyłki wymiaru wypadkowego wynoszą: $n_1=+0,2$ i $n_2=+0,6$.

Rozwiązanie rys.12 i 13:



Rys. 12. Komunikat o nie pokryciu się obszarów zmienności: założonego i obliczonego



Rys. 13. Otrzymane wyniki po korekcie odchyłek wymiaru o nominale 60

Sprawdzenie:

$$n_1 = +0,2, \quad n_2 = +0,6$$

Odchyłki graniczne dla grupy selekcyjnej nr 1:

$$n_1 = -(-0,4) - 0,4 - 0,1 + 0,1 + 0,2 = +0,2$$

$$n_2 = -(-0,45) - (+0,3) + 0 + 0,2 + 0,25 = +0,6$$

Obliczone odchyłki pokrywają się z wymaganymi odchyłkami granicznymi.

WNIOSKI

Wyniki otrzymane z programu analizy i syntezy wymiarowej oraz dla selekcji wymiarowej, potwierdziły wykonane ręczne wyliczenia. Dla analizy i syntezy wymiarowej program zaokrągliła otrzymane wyniki do trzech miejsc po przecinku, natomiast dla metody selekcji grupowej tolerancje i odchyłki grup selekcyjnych – do czterech miejsc po przecinku. Realizacja generowania łańcucha wymiarowego z pliku DWG przebiegła prawidłowo. Program sam wyszukuje powiązania między poszczególnymi wymiarami i pobiera informacje o wymiarach tworzących zamkniętą pentlę ze wskazanym wymiarem zamykającym. Program może posłużyć jako narzędzie wspomagające dobór tolerancji i odchyłek granicznych, zarówno wymiarów

montażowych (wynikowych), jak i wymiarów niezależnych tworzących zamknięty łańcuch wymiarowy z określonym wymiarem zależnym.

LITERATURA

1. *Reifur B.*: Komputerowo wspomaganą analizą łańcuchów wymiarowych w montażu. *Technologia i Automatyzacja Montażu* 2/2001
2. *Jeziński J.*: Analiza tolerancji i niedokładności pomiarów w budowie maszyn. WNT, Warszawa 2003.
3. *Humienny Z. i inni*: Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS). WNT, Warszawa 2004
4. *Białas S.*: Metrologia techniczna z podstawami tolerowania wielkości geometrycznych dla mechaników. Warszawa, Ofic. Wyd. Polit. Warszawa. 1999, s. 266
5. *Kliński G.*: Modelowanie i symulacja parametrów w montażu selekcyjnym. *Technologia i Automatyzacja Maszyn*, 3 i 4/2004, s.50-54
6. *Chase K.W., Galeby S.P.*: Tolerance analysis of 2-D and 3-D mechanical assemblies, Proceedings of the 5th International Seminar on Computer-Aided Tolerancing, Toronto 1997

COMPUTER AIDED ANALYSIS OF DIMENSION CHAINS WITH THE USE OF AUTOCAD

Abstract. In process of constructing the units of machine the designer should decide the problem of selection of geometrical dimensioning features of units and unit sets of machine. The analysis of mutual position of units, the demanded clearance based on dimension chains having the key meanings in assembly. Article presented the solution of problem of identification of dimension chain equation by program of analysis and synthesis in case of using CAE systems like: AutoCad.

WYKAZ AUTORÓW I SPECJALISTÓW

współpracujących z Wydziałem Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej
oraz Zakładem Obrabiarek i Technologii Montażu
Instytutu Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego
w zakresie montażu maszyn i połączeń montażowych,
których prace opublikowano (lub będą opublikowane)
w Zeszytach Naukowym Mechanika z. 84 (1/12) oraz z. 84 (2/12)
oraz kwartalniku naukowo-technicznym „Technologia i Automatyzacja Montażu” (nr 2, 3 i 4/2012)

1. Androsyuk Eugenia, doc., Wołgogradzki Państwowy Uniwersytet Techniczny, Wołgograd, Rosja,
2. Antosz Katarzyna, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, kcktmioip@prz.edu.pl
3. Bechciński Grzegorz, dr inż., Politechnika Łódzka, Łódź, Polska, e-mail: gbehcincin@p.lodz.pl, grzegorz.bechcinski@p.lodz.pl
4. Bożkowa L. W., prof. dr hab. inż., Moskiewski Państwowy Uniwersytet Techniczny MAMI, Moskwa, Rosja, e-mail: iptm@mami.ru
5. Ciecina Barbara, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, bcktmioip@prz.edu.pl
6. Czajka Piotr, mgr inż., Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, e-mail: piotr.czajka@itee.radom.pl
7. Dzhuguryan Tygran, dr hab. inż., Państwowa Akademia Budownictwa i Architektury, Odessa, Ukraina, e-mail: dzhuguryan@gmail.com
8. Godzimirski Jan, prof. dr hab. inż., Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, Polska, e-mail: jan.godzimirski@wat.edu
9. Jastrzębski Maciej, mgr inż., Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa, Polska, e-mail: m.jastrzebski@imbigs.org.pl
10. Jędrusik Agnieszka, mgr inż. Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, e-mail: agnieszkajedrusik@o2.pl
11. Kirilenko Svetlana, inż. OOO „STEP-M”, Wołgograd, Rosja
12. Kobińska Janusz, mgr inż., Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa, Polska, e-mail: j.kobińska@imbigs.pl
13. Komorek Andrzej, mgr inż., Wyższa Szkoła Oficerska Sił Lotniczych, Dęblin, Polska, koman@op.pl
14. Kozioł Stanisław, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, stanislaw.koziol@itee.radom.pl
15. Kręski Michał, dr inż., Politechnika Łódzka, Łódź, Polska, e-mail: michal.krepski@p.lodz.pl
16. Kristal Mark, prof. dr hab. inż., Wołgogradzki Państwowy Uniwersytet Techniczny, Wołgograd, Rosja, e-mail: crysmar@mail.ru
17. Kubit Andrzej, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska
18. Kuran Marek, dr inż., Politechnika Wroclawska, Wrocław, Polska, e-mail: marek.kuran@pwr.wroc.pl
19. Kuzniecowa Juri, Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, e-mail: info@cmok@kiev.ua
20. Kyrylowych Valerii, prof. dr hab. inż., Żytomirski Państwowy Uniwersytet Techniczny, Żytomierz, Rosja, e-mail: kiril_v@mail.ru
21. Larin A.A., prof., Instytut Lotnictwa MAI, Moskwa, Rosja,
22. Łunarski Jerzy, prof. dr hab. inż., Politechnika Rzeszowska, Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa, Polska, e-mail: jlktmioip@prz.edu.pl
23. Magiera Marek, dr inż., Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, Polska, e-mail: magiera@zarz.agh.edu.pl

24. Martynowicz Nikita, Moskiewski Państwowy Uniwersytet Techniczny MAMI, Moskwa, Rosja, e-mail: nikite@bk.ru
25. Matras Eugeniusz, dr inż. Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, e-mail: eugeniusz.matras@itee.radom.pl
26. Matuszewski Maciej, dr inż., Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Bydgoszcz, Polska, e-mail: matus@utp.edu.pl
27. Melnychuk Petro, prof. dr hab. inż., Żytomirski Państwowy Uniwersytet Techniczny, Żytomierz, Rosja,
28. Mielnikom Vladimir, prof. Narodowy Uniwersytet Badawczy, Instytut Lotnictwa MAI, Moskwa, Rosja, e-mail: anommvp2009@rambler.ru
29. Mizak Wojciech, mgr inż., Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, e-mail: wojciech.mizak@itee.radom.pl
30. Morhunov Roman S., mgr, Żytomirski Państwowy Uniwersytet Techniczny, Żytomierz, Rosja, e-mail: jtx112@yahoo.com
31. Musiał Janusz, dr inż., Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz, Polska, e-mail: janusz.musial@utp.edu.pl
32. Myszowski Grzegorz, Politechnika Wroclawska, Wrocław, Polska,
33. Nikolajev Vadim, prof. dr hab. inż., Uniwersytet Techniczny, Samara, Rosja, e-mail: fpkp@samgtu.ru
34. Olejnik Jekaterina, mgr inż., Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina, e-mail: katya_all@yandex.ru
35. Opiekun Zenon, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, e-mail: opiekun@prz.edu.pl
36. Oroń Grzegorz, mgr inż., Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa, Polska,
37. Pawłowski Witold, dr hab. inż., Politechnika Łódzka, Łódź, Polska, e-mail: witold.pawlowski@p.lodz.pl
38. Podlesov Vladislav, doc., Państwowy Uniwersytet Techniczny, Wołgograd, Rosja
39. Przybyłek Paweł, mgr inż., Wyższa szkoła Oficerska Sił Lotniczych, Deblin, Polska, e-mail: sgcdr@wp.pl
40. Kluz Rafał, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, rkkmtiop@prz.edu.pl
41. Reifur Bogusław, dr inż., doc PWr, Politechnika Wroclawska, Wrocław, Polska, e-mail: boguslaw.reifur@itma.pwr.wroc.pl
42. Reznichenko Wiaczesław, prof. dr inż., Państwowa Uczelnia Wyższa „MARTIT”, Moskwa, Rosja, e-mail: kmit@martit.ru
43. Roškowicz Marek, dr inż., Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, Polska, e-mail: marek.roskowicz@wat.edu.pl
44. Rudawska Anna, dr inż., Politechnika Lubelska, Lublin, Polska, a.rudawska@pollub.pl
45. Rychlik Kazimierz, mgr inż., Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa, Polska, k.rychlik@imbigs.pl
46. Samborski Tomasz, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, e-mail: tomasz.samborski@itee.radom.pl
47. Skoczyła Leszek, dr hab. inż., prof. PRz, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, e-mail: lsktmiop@prz.edu.pl
48. Stadnicka Dorota, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, email: dsktmiop@prz.edu.pl
49. Stepanienkov Aleksandr, Uniwersytet Techniczny „Politechnika Kijowska”, Kijów, Ukraina
50. Streubel Aleksander, prof. dr hab. inż., Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Legnicy, Polska, e-mail: aleksander.streubel@pwr.wroc.pl
51. Styp-Rekowski Michał, prof. dr hab. inż., Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, e-mail: janusz.musial@utp.edu.pl, Bydgoszcz, Polska

52. Tairov Ilia, mgr inż., Państwowy Moskiewski Uniwersytet Technologiczny STANKIN, Moskwa, Rosja, e-mail: i.tairov@rambler.ru , il.tairov@gmail.com
53. Urbaś Zbigniew, mgr inż. Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa, Polska, e-mail: z.urbas@imbigs.pl
54. Wartanow M. W., prof. dr hab. inż., Moskiewski Państwowy Uniwersytet Techniczny MAMI, Moskwa, Rosja,
55. Wydrzyński Dawid, mgr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, e-mail: dwkt-miop@prz.edu.pl
56. Zacharaski Szymon, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, e-mail: szymon.zacharski@itee.radom.pl
57. Zbrowski Andrzej, dr inż., Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom, Polska, e-mail: andrzej.zbrowski@itee.radom.pl
58. Zielecki Władysław, dr hab. inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska, wzkt-miop@prz.edu.pl

**Artykuły w kwartalniku
„Technologia i Automatykacja Montażu”
nr 2/2012**

1. *Czajka P., Mizak W.* Modułowa struktura głowicy wizyjnej do hybrydowej kontroli jakości w paśmie widzialnym i podczerwieni
2. *Godzimirski J., Pietras A.* Badania hybrydowych kompozytów warstwowych typu fml (fibre metal laminate)
3. *Kozioł S., Matras E., Zbrowski A.* Modułowy zestaw aparatury do testowania stateczności i bezpieczeństwa pojazdów specjalnych z urządzeniami ratownictwa wysokościowego
4. *Łunarski J., Jędrusik A.* Analiza morfologiczna i rozwojowa systemu „zatepianie ostrych krawędzi”
5. *Magiera M.* Heurystyczna metoda wyboru dostawców i środków transportu dla elastycznych systemów montażowych
6. *Rośkiewicz M.* Trwałość zmęczeniowa połączeń nitowych wykonanych z materiałów o strukturze laminatu włóknisto – metalowego
7. *Rudawska A., Cisek J., Semotiuk L.* Wybrane aspekty wytrzymałości połączeń klejowych oraz lutowanych stosowanych w konstrukcjach lotniczych
8. *Samborski T., Zbrowski A., Kozioł S.*: Modelowy system do badań napędów elektromechanicznych
9. *Urbaś Z., Kobińska J.* Modułowa technologia i konstrukcja systemu transportu oraz orientacji kartuszy – od wtryskarek przez drukarki sitodrukowe do pakowarek
10. *Matuszewski M., Musiał J., Styp-Rekowski M.* Konstrukcyjne i technologiczne zagadnienia dotyczące elementów wielkogabarytowych o strukturze modułowej