

## О СПОСОБАХ ПОСТРОЕНИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ СТАНКОВ

Предлагаются способы построения коробок передач станков, обеспечивающие реализацию требуемого геометрического ряда частот вращения выходного вала трехваловой коробки с тремя и более связанными шестернями, равномерное распределение диапазона регулирования между первой и второй группами передач коробки, уменьшение габаритов и массы коробок передач с зубчатыми передачами. Приводится список из 12 использованных источников.

**Ключевые слова:** станок, механический привод, коробка передач, группа передач, шестерня связанная, ряд частот вращения, диапазон регулирования.

Коробки передач станков являются одними из важнейших узлов механических приводов станочного оборудования, определяющими не только его технологические возможности, но и габариты. Проектирование коробок передач с оптимизированными параметрами позволяет обеспечить существенную экономию средств как на заводах-изготовителях, так и на заводах-потребителях станочного оборудования. На этапе проектирования используются различные способы построения коробок.

Например, известен «Способ построения привода и привод (варианты)» [1], предназначенный для управления работой запорно-регулирующей арматуры. Применение указанного способа ограничено областью устройств пневмогидро-автоматики.

Известно также построение коробок скоростей металлорежущих станков с группами передач [2, с.232-233] с использованием «связанных» шестерен, установленных на валах коробки и участвующих в работе двух и более зубчатых передач коробки. Такое решение уменьшает общее число колес в коробке при сохранении числа ступеней скоростей и уменьшает габариты коробки.

Известен способ построения станочных коробок скоростей с двумя связанными шестернями, обеспечивающий минимальные габариты коробки [3]. Один из способов, изложенный в данной работе, заключается в следующем:

- а) строятся возможные структурные сетки коробки передач;
- б) выбирается оптимальный вариант связывания шестерен коробки;
- в) по формуле (1)

$$U_{1\text{онн}}^I = T \cdot 1 \sqrt{\frac{n \cdot 1}{T \cdot m \cdot n}} \quad (1)$$

$$\text{где } T = \frac{2^c \cdot n \cdot 1}{c \cdot m \cdot n \cdot n \cdot 1}$$

вычисляется значение передаточного отношения  $U_{1\text{онн}}^I$  первой группы передач для  $m \neq n$  (здесь  $T$  – множитель-определитель;  $j$  – знаменатель геометрической прогрессии;  $n$ ;  $c$  – число клеток на структурной сетке (расстояние между концами лучей построения) – см. рис. 5).

г) вычисляется значение передаточного отношения  $U_1^{II}$  второй группы передач по формуле (2)

$$U_1^{II} = \frac{n \cdot 1 \cdot U_1^I \cdot m \cdot n}{U_1^I \cdot m \cdot 1} \quad (2)$$

д) по структурной сетке и варианту связывания определяются значения всех остальных передаточных отношений коробки. Если какое-либо передаточное отношение выйдет за допустимые пределы (задаются проектантом), то расчет следует вести в обратном порядке, задавшись предельным значением указанного передаточного отношения.

Недостатком данного способа является возможность обеспечения требуемого геометрического ряда частот вращения выходного вала коробки лишь при использовании двух связанных шестерен и невозможность обеспечения требуемого геометрического ряда частот вращения выходного вала коробки при трех и более связанных шестернях.

Техническими результатами предлагаемого решения являются реализация требуемого геометрического ряда частот вращения выходного вала трехваловой коробки с тремя и более связанными шестернями, равномерное распределение диапазона регулирования между первой и второй группами передач коробки, уменьшение

габаритов и массы коробок передач с зубчатыми передачами. Задача решается тем, что в способе построения трехваловых коробок передач станков или трехваловых узлов многоваловых коробок с двумя группами передач, содержащих промежуточные валы с установленными на них зубчатыми колесами, которые являются связанными, общее число которых зависит от требуемого геометрического ряда частот вращения выходных валов коробок и вида структурных сеток групп передач коробок, структурные сетки вторых групп передач строятся как зеркальные отражения структурных сеток первых групп передач, причем число клеток между концами соседних лучей на вторых валах коробок должно удовлетворять оптимальной последовательности  $\{B\}_{\text{опт}}$ , определяемой выражением:

$$\{B\}_{\text{опт}} = \underbrace{1; 1; \dots; 1; (x_1+2); (x_1+2); \dots; (x_1+2); (x_1+1)}_{\text{Группа 1}} \underbrace{\dots; (x_1+2); (x_1+2); \dots; (x_1+2); (x_1+1)}_{\text{Группа 2}} \quad (3)$$

где:  $1; 1; \dots; 1$  – первая группа из  $x_1$  клеток, в которой расстояния между концами лучей равны единице (одной клетке);

$(x_1+2); (x_1+2); \dots; (x_1+2); (x_1+1)$  – вторая группа из двух подгрупп, в которой первая – ряд чисел  $(x_1+2); (x_1+2); \dots; (x_1+2)$ , где  $(x_1+2)$  – расстояния между последующими лучами на структурной сетке в этой подгруппе, причем количество членов  $n_{21}$  подгруппы определяется из выражения  $n_{21} = (h - x_1 - 2)$ ;

$(x_1+1)$  – вторая подгруппа второй группы, в ней количество членов  $n_{22}$  подгруппы всегда равно 1 ( $n_{22} = 1$ );

$x_1$  – количество чисел в первой группе, обеспечивающее минимальное количество совпадений частот вращения выходного вала для заданного геометрического ряда, причем началом отсчета клеток на схеме является луч для наименьшей частоты вращения второго вала коробки, причем значение  $x_1$  определяется выражением  $(x_1 = 0,5h - 1)$  и округляется в любую сторону до получения ближайшего целого числа при нечетных  $h$ ;

$h$  – количество связанных шестерен в коробке.

Для дальнейшего изложения необходимо использовать рисунки 1...8 (рис. 1 – структурная сетка коробки передач с тремя связанными шестернями, построение которой удовлетворяет последовательности  $\{B\}_{\text{опт}} = 1; 2$ ; рис. 2 – кинематическая схема цилиндрической трехсвязной

коробки с одинаковыми межосевыми расстояниями; рис. 3 – кинематическая схема цилиндрической трехсвязной коробки передач; рис. 4 – кинематическая схема трехсвязного механизма Нортон; рис. 5 – кинематическая схема цилиндрической четырехсвязной коробки передач; рис. 6 – кинематическая схема цилиндрической четырехсвязной коробки передач; рис. 7 – структурная сетка коробки с четырьмя связанными шестернями, построение которой удовлетворяет последовательности  $\{B\}_{\text{опт}} = 1; 3; 2$  для четырехсвязных коробок; рис. 8 – обобщенная структурная сетка двухсвязной коробки передач).

Способ построения коробки осуществляется следующим образом.

Как показано ниже, из формулы последовательности  $\{B\}_{\text{опт}} = 1; 1; \dots; 1; (x_1+2); (x_1+2); \dots; (x_1+2); (x_1+1)$  получаем требуемый ряд чисел клеток между концами соседних лучей на структурной сетке.

Вначале определяем количество единиц  $x_1$  (расстояние между концами лучей первой группы) по формуле:

$$x_1 = 0,5h - 1; \quad x_1 = 0,5 \cdot 3 - 1 = 0,5 \quad (4)$$

Округляем полученное значение до ближайшего целого числа в большую сторону (округлять в меньшую сторону не имеет смысла, т.к.  $X_1$  не может быть равным нулю). Получаем  $X_1 = 1$  – количество клеток между первым и вторым лучами (рис. 1).

Далее определяем количество чисел  $n_2$  второй группы. Как было сказано выше, вторая подгруппа в этой группе всегда имеет только один член. Первая подгруппа может содержать любые целые положительные числа  $0, 1, \dots, n_{21}$ . При этом для каждой подгруппы существуют различные выражения для получения чисел клеток между лучами в подгруппах.

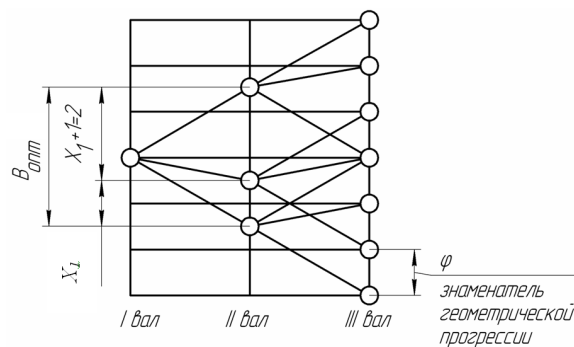


Рисунок 1. Структурная сетка трехваловой коробки с тремя связанными шестернями

Например, для структурной сетки на рис. 1 (количество связанных шестерен и количество лучей между валами I и II равно трем) в первой подгруппе второй группы количество членов (чисел) равно нулю. Во второй подгруппе количество клеток (расстояние между соседними лучами), определяемое по выражению  $[(x_1 + 1)]$ , равно  $[1 + 1 = 2]$ . Отсюда  $\{V\}_{\text{опт}} = 1; 2$  (расположение концов лучей в середине расстояния между клетками также допустимо).

Располагаем на валу I начальное положение трех лучей в середине структурной сетки. Находим положение конца нижнего луча сетки первой группы передач на валу II. Для этого общий размах сетки первой группы передач, равный сумме клеток последовательности  $\{V\}_{\text{опт}} = 1; 2$  (то есть,  $[1+2=3]$ ), делим пополам. Получаем 1,5 клетки. От середины структурной сетки на валу II откладываем 1,5 клетки и определяем место расположения конца нижнего луча (передача с наименьшим передаточным отношением). От полученной точки откладываем расстояние в одну клетку ( $x_1 = 1$ ) и получаем точку, в которую проводим следующий луч от точки на валу I. От второй точки на валу II откладываем следующую точку (третью) на расстоянии в две клетки вверх и в полученную точку проводим последний луч из точки на валу I. Таким образом реализуется последовательность  $\{V\}_{\text{опт}} = 1; 2$ .

Для завершения построения структурной сетки от каждого конца лучей на валу II строим между валами II и III зеркальное отображение структурной сетки, построенной между валами I и II. В результате получаем на валу III семь ступеней частот вращения, реализующих геометрический ряд с заданным значением знаменателя геометрической прогрессии  $\phi$ .

Полученная структурная сетка может быть реализована в виде трех различного типа семискоростных коробок передач с тремя связанными шестернями (рис. 2, 3 и 4, связанные шестерни заштрихованы).

Для структурной сетки на рис. 7 (количество связанных шестерен 4 и, соответственно, количество лучей между I и II валами также 4 для первой подгруппы количество  $n_1$  членов ряда этой группы –  $n_1 = 0,5h - 1 = 0,5 \cdot 4 - 1 = 1$ . Количество членов ряда  $n_{21}$  первой подгруппы второй группы равно  $[h - x_1 - 2 = 4 - 1 - 2 = 1]$  Число клеток

между соседними лучами равно  $[(x_1 + 2)]$  равно  $[1 + 2 = 3]$  Для второй подгруппы количество  $n_{22}$  членов ряда, как говорилось выше, всегда равно единице, а количество клеток между концами лучей  $[(x_1 + 1)]$  равно  $[1 + 1 = 2]$ . Отсюда  $\{V\}_{\text{опт}} = 1; 3; 2$ .

Данная структурная сетка может быть реализована в виде цилиндрической четырехсвязной коробки (рисунок 5), цилиндрической конической четырехсвязной коробки (рисунок 6), а также двойного четырехсвязного механизма Нортон.

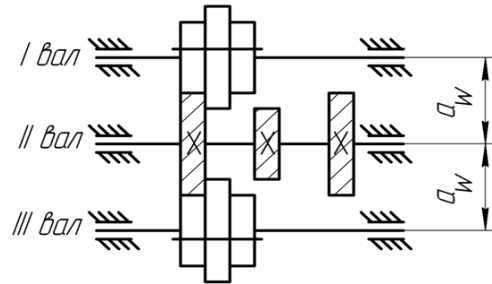


Рисунок 2. Цилиндрическая трехсвязная коробка

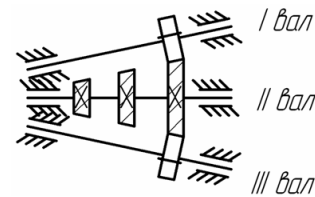


Рисунок 3. Цилиндрическая коническая трехсвязная коробка

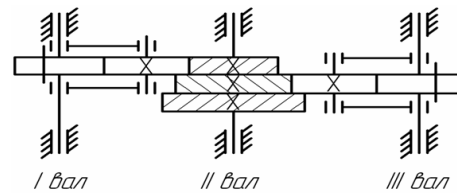


Рисунок 3. Трехсвязной двойной механизм Нортон

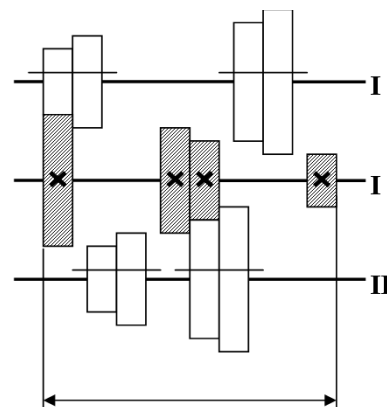


Рисунок 5. Цилиндрическая четырехсвязная коробка

Следует заметить, что цилиндрикоконические коробки, построенные с использованием данной методики, имеют в своем составе наименьшее количество зубчатых колес по сравнению со всеми остальными коробками. Например, коробка по рисунку 4, в, имея всего 6 шестерен, обеспечивает 13 ступеней частот вращения, а классическая коробка на 12 ступеней должна иметь 14 шестерен.

Обобщенная структурная сетка двухсвязной коробки передач, построенная на основе вышеприведенных рассуждений и с использованными в формулах (1)...(4) обозначениями, приведена на рис.5.

**Практическая реализация способа и основные результаты**

Использование выше описанного способа построения коробок передач (и других, изложен-

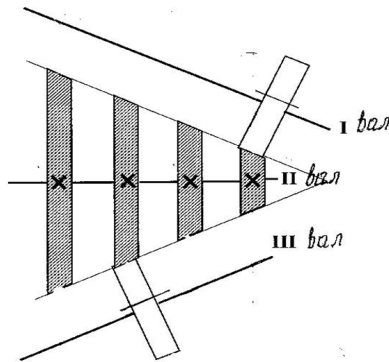


Рисунок 6. Цилиндрикоконическая четырехсвязная коробка

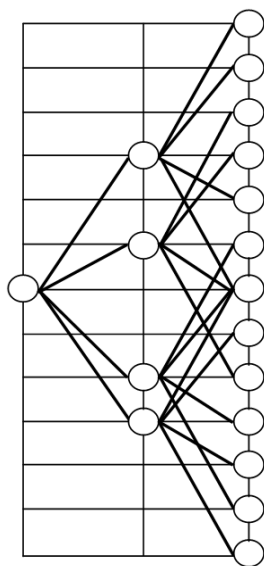


Рисунок 7. Структурная сетка коробки с четырьмя связанными шестернями

ных в работах [4...12]) позволяет получить весьма эффективные решения. Например, в станке 1261П для получения 39 ступеней подач применен двухваловый механизм с постоянным межосевым расстоянием, в котором потребовалось 42 шестерни. Для этого станка выгодно применение не двухвального, а трехвального механизма с постоянными межосевыми расстояниями. За счет правильного выбора схемы механизма и оптимизации комплекта затраты можно сократить с 43 до 20 условных шестерен. Дополнительно получаем более тонкое регулирование, а, следовательно, и большую производительность станка.

На Киевском заводе многошпиндельных автоматов выпускались токарные автоматы 1А240, 1265М и 1А290 легкой, средней и тяжелой гамм с различными количествами шпинделей. В указанных станках для регулирования частот вращения шпинделей и для цепей подач применены трехваловые механизмы с постоянными межосевыми расстояниями, что является наиболее удачным решением. Тем не менее, расчеты авторов показали возможность значительного сокращения количества сменных шестерен: в станке 1А240 – на 6 шестерен, в станке 1265М – на 4 шестерни, в станке 1А290 – на 2 шестерни. Одновременно с уменьшением количества шестерен новые комплекты позволили увеличить количество ступеней скоростей и подач: в цепи главного движения станка 1А240 число ступеней скоростей увеличилось с 17 до 18, в станке 1265М – с 12 до 13, в станке 1А290 – с 5 до 9; в цепи подач станка 1А290 число ступеней увеличилось с 16 до 24, в станках 1265М – с 10 до 20. С учетом изготовления специальных комплектов сокращение количества шестерен составляет: в станке 1А240 – 16 шестерен, в станке 1265М – 13 шестерен, в станке 1А290 – 8 шестерен.

При переходе на новые комплекты сменных шестерен конструктивные изменения в станках не производились (потребовались лишь небольшие затраты на изменение таблиц настройки станков). Поэтому предложенные комплекты были приняты заводом для внедрения.

Были также найдены оптимальные комплекты сменных шестерен для одношпиндельных токарных автоматов моделей 1А225-В и МР505А. Расчеты показали следующие возможности сокращения количества сменных шесте-

рен: в станках мод. 1А225-В – с 15 до 12; в станках мод. МР505А – с 14 до 12.

Указанные сокращения возможны без изменения количества получаемых ступеней скоростей и подач, а также без конструктивных изменений. Поэтому указанные комплекты были приняты для внедрения Московским станкостроительным заводом им. Серго Орджоникидзе. Если же перейти от механизма с переменными межосевыми расстояниями к трехваловому механизму с постоянными межосевыми расстояниями, то можно получить гораздо большую экономию. Но для этого потребуются конструктивные изменения в этих станках.

При сравнении механизмов со сменными элементами установлено, что во всех внешних кинематических цепях (внешние кинематические цепи – это связи между источником движения и исполнительным механизмом) выгодны только двух-, трех- и четырехваловые механизмы с постоянными межосевыми расстояниями при различных диапазонах регулирования. Применение механизмов с переменными межосевыми расстояниями оправдано только во внутренних кинематических цепях, где требуется очень большое число ступеней частот вращения (например, в цепях резьбовых, делительных и дифференциальных гитар).

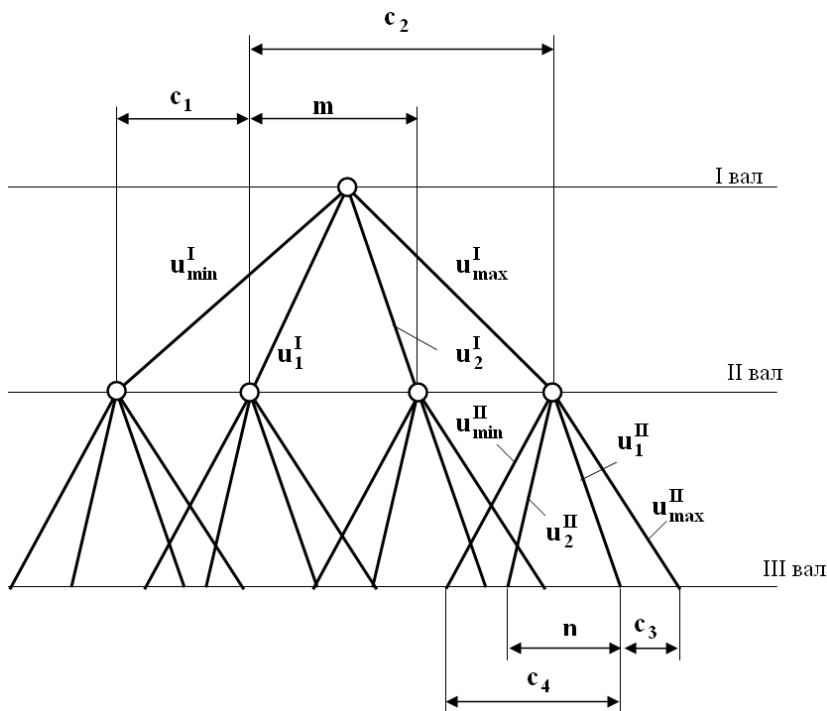


Рисунок 8. Обобщенная структурная схема двухсвязной коробки

Разработанная методика построения структурных сеток для различных механизмов со сменными элементами (в известной литературе приведена структурная сетка лишь для простейшего случая – двухвалового механизма с постоянным межосевым расстоянием) позволила:

- синтезировать оптимальные комплекты для цепей главного движения и для цепей подач станков при знаменателях геометрической прогрессии  $j = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41$  (большие значения знаменателей не рассматривались, так как они приводят к неоправданно большой потере производительности станка). При составлении расчетных таблиц диапазоны регулирования доведены до своих максимально возможных значений:  $R = 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 = 64$  – для цепей главного движения и  $R = 2,828 \cdot 2,828 \cdot 5 \cdot 5 = 200$  – для цепей подач;

- синтезировать оптимальные комплекты для четырехваловых механизмов при указанных выше значениях знаменателей геометрической прогрессии с учетом пределов частных передаточных отношений. При этом диапазоны регулирования также доведены до своих максимально возможных значений:  $R = 2^3 \cdot 4^3 = 512$  – для цепей главного движения и  $R = 2,838^3 \cdot 5^3 = 2828$  – для цепей подач;

- решить первую задачу оптимизации для механизма с двумя сменными элементами при переменном межосевом расстоянии (в том числе и при допущении выпадения средней ступени);

- решить первую задачу оптимизации для механизма с тремя сменными элементами при переменных межосевых расстояниях (например, синтезированы оптимальные комплекты для механизма с тремя сменными элементами без учета пределов частных передаточных отношений);

- решить первую задачу оптимизации для механизма с четырьмя сменными элементами при переменных

межосевых расстояниях (например, синтезированы оптимальные комплекты для двухпарных гитар без учета пределов частных передаточных отношений).

После определения оптимальных комплектов сменных шестерен для различных механизмов появилась возможность сравнения этих механизмов по количеству шестерен, т.е. решить вторую (прямую) задачу оптимизации. При этом затраты на заводе-изготовителе и заводах-потребителях оценивались в количестве условных шестерен  $q_{\text{усл}}$ . Сравнение показало, что при малых диапазонах регулирования выгодно применение двухвалового механизма с постоянными межосевыми расстояниями, при средних диапазонах регулирования выгоден трехваловый механизм с постоянными межосевыми расстояниями, а при больших диапазонах регулирования выгодны четырехваловые механизмы с постоянными межосевыми расстояниями. Применение механизмов с переменными межосевыми расстояниями во внешних кинематических цепях не оправдано. Поэтому встречающиеся в станках механизмы с переменными межосевыми расстояниями для внешних кинематических цепей следует считать неудачным выбором схемы. Эти механизмы следует применять только во внутренних кинематических цепях, где требуется очень большое число ступеней.

На ряде примеров доказано, что неравномерные структурные сетки обладают рядом преимуществ по сравнению с равномерными: позволяют более рационально распределить общий диапазон регулирования между отдельными группами передач, значительно уменьшить радиальные габариты обычных механизмов без связанных шестерен; делают возможными механизмы, нереализуемые при равномерных структурных сетках по значениям пределов частных передаточных отношений (где частные передаточные отношения выходят за допустимые пределы); значительно сокращают радиальные габариты двухсвязных механизмов; позволяют получать чистый геометрический ряд частот вращения при трех связанных шестернях, что отрицается сегодня в известных источниках.

Исследованы широко применяемые на практике механизмы с одной связанной шестерней. Разработаны методики построения

равнопрочных односвязных коробок скоростей и подач. Оказалось, что равнопрочные односвязные коробки передач имеют наименьшие радиальные габариты. Разработана более общая теория оптимального синтеза двухсвязных коробок передач, рекомендации по выбору оптимального варианта связывания, минимизированы радиальные габариты. Осевые габариты коробки передач при применении двух связанных шестерен сокращаются на ширину четырех шестерен по сравнению с классическими коробками. Предложены новые (для двухсвязных коробок передач) структурные сетки: неравномерные сетки, сетки с совпадениями ступеней, сетки с ломаным геометрическим рядом частот вращения. Эти сетки позволяют значительно сократить радиальные габариты коробки передач. Дана методика построения двухсвязных коробок передач с учетом пределов частных передаточных отношений и определены правила выбора оптимальных вариантов связывания для двухсвязных коробок скоростей быстроходных станков. Разработана теория синтеза коробок передач с тремя и более связанными шестернями. Разработаны методики синтеза предложенных многосвязных механизмов. Механизмы с равными межосевыми расстояниями имеют рекордно малые радиальные габариты (даже по сравнению с классическими коробками).

Проведена также минимизация осевых габаритов многосвязных механизмов с цилиндрическими передачами, причем в качестве целевой функции была принята строительная длина коробки.

Исследованы двойные механизмы Нортонна. Например, пятисвязный двойной механизм Нортонна, имея девять шестерен, обеспечивает 19 ступней подач. В классических коробках, имеющих, например, три вала и две группы передач ( $Z=6 \times 3=18$ ) количество шестерен равно 18, т.е. в два раза больше. Кроме того, двойные механизмы Нортонна имеют рекордно малые осевые габариты. Например, строительная длина предложенной коробки равна всего 5В. У классической коробки ( $Z=6 \times 3=18$ ), если принять, что шестерни первой группы передач разбиты на два тройных блока, строительная длина будет равна 21В,

то есть в 4,2 раза больше. Указанное преимущество двойного механизма Нортонa может компенсировать недостаток этого механизма – несколько увеличенные радиальные габариты.

### **Общие выводы и заключение**

В современных машинах широко используются передаточные механизмы в виде коробок передач и гитар сменных элементов (шестерен, шкивов, звездочек). В связи с отсутствием теории оптимального проектирования механизмов со сменными элементами комплекты сменных элементов в существующих машинах далеки от оптимальных (количество сменных элементов в них завышается до двух раз). Проведенный анализ показал, что существующие коробки передач станков в большинстве случаев имеют неоправданно большое число колес и завышенные габариты.

Значительного сокращения числа колес, габаритов и улучшения динамических характеристик этих коробок можно добиться применением связанных шестерен. В известных публикациях слабо освещены вопросы проектирования механизмов с двумя связанными шестернями и практически нет сведений о проектировании коробок передач с тремя и более связанными шестернями.

В связи с большим объемом производства зубчатых колес снижение их количества в упомянутых выше объектах позволяет обеспечить существенную экономию материальных ресурсов и финансовых средств в машиностроительных отраслях промышленности, что делает задачу оптимизации передаточных механизмов весьма актуальной.

Предложенные способы построения структурных сеток коробок передач позволяют значительно снизить вес этих коробок (в среднем на 30%).

Разработанная теория синтеза многосвязных коробок передач позволила новые схемы коробок.

Предложен ряд синтезированных схем механизмов со сменными элементами и связанными шестернями, позволяющих конструктору выбрать необходимый вариант и встроить выбранный передаточный механизм в общую кинематическую схему станка.

Синтезированные малогабаритные коробки передач со связанными шестернями особенно выгодны при проектировании новых станков (при оценке необходимости модернизации станка переход на новые коробки передач целесообразен, если срок окупаемости новой коробки передач менее пяти лет).

### **Список использованной литературы:**

1. Патент RU № 2289053 С2, МПК F16К31/12 (2006.01). Способ построения привода и привод (варианты) / Исмиев И. Э. (RU), Филатов Ю.А. (RU), Дымочкин К.П. (RU). – № 2004135798/06; заявлено 2004.12.07; опублик. 10.12.2006 г., Бюл. ИПМ №34.
2. Кучер, И.М. Металлорежущие станки / И.М.Кучер. – М.: Машиностроение, 1969. – 720 с.
3. Муллабаев, А.А. Коробки передач со связанными шестернями: учебное пособие для студентов высших учебных заведений. – Оренбург: ИПК ОГУ, 2001. – 110 с.
4. Муллабаев, А.А. Исследование механизмов с двумя связанными шестернями / А.А. Муллабаев // Изв. вузов. Машиностроение. – 1968. – № 6. – С. 10-14.
5. Фот, А.П. Механизмы с замкнутым дифференциалом: пособие конструктора / А.П. Фот, В.М. Кушнаренко, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов. – Оренбург: ИПК ОГУ, 1997. – 108 с.
6. Фот, А.П. Исследование привода со сверхбольшим передаточным отношением / А.П. Фот, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов // СТИН. – 1999. – № 1. – С. 7-10.
7. Фот, А.П. Малогабаритные коробки передач со сменными колесами: сборник научных трудов «Динамика и прочность материалов и конструкций» / А.П. Фот, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов. – Орск: ОГТИ, 1999. – Вып. 3. – С.63-68.
8. Муллабаев, А.А. О возможности построения равнопрочных двухсвязных коробок передач / А.А. Муллабаев, А.П. Фот, В.Н. Романцов // СТИН. – 2002. – № 3 – С. 16-18.
9. Муллабаев, А.А. Равнопрочные коробки передач с одной связанной шестерней: сборник докладов 5-ой Российской НТК «Прогрессивные технологии в транспортных системах» / А.А. Муллабаев, А.П. Фот, В.Н. Романцов, С.П. Беридзе. – Часть 1. – Оренбург: ОГУ, 2002. – С.226-227.
10. Муллабаев, А.А. Многосвязные коробки передач: учебное пособие / А.А. Муллабаев, А.П. Фот, В.Н. Романцов, Р.Х. Фаттахов. – Оренбург: ИПК ОГУ, 2002. – 102 с.
11. Муллабаев, А.А. Синтез многосвязных механизмов со связанными шестернями на узловом валу: сборник научных трудов «Динамика и прочность материалов и конструкций» / А.А. Муллабаев, И.Н. Таштимиров. – Вып. 5. – Орск: ОГТИ, 2003. – С.107-111.
12. Муллабаев, А.А. Общее число структурных сеток коробки передач / А.А. Муллабаев, А.П. Фот, В.Н. Романцов // СТИН. – 2005. – № 2 – С. 9-13.