

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.9.014: 621.833.1

С.И. Тахман, Д.С. Евтодьев

### МЕТОД РАСЧЁТА ГЛАВНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗУБОДОЛБЛЕНИИ

В настоящее время в нормативах по режимам резания отсутствуют данные по силам резания при зубообработке из-за отсутствия общей модели для их расчёта.

В процессе развития науки о резании металлов появилась возможность расчёта технологических составляющих силы резания по теоретическим формулам. При расчёте по этим формулам действующая сила определяется суммой силы, действующей на передней поверхности, и силы, действующей на задней поверхности [1]. Для определения этих сил необходимо знать значения площади срезаемых слоёв и значения активных длин режущих кромок инструмента в процессе обработки. При зубодолблении дополнительной сложностью является то, что при изменении положения зуба долбяка на линии зацепления в процессе огибания зуба нарезаемого колеса угловые параметры положения закономерно изменяются.

В связи с этим в данной статье рассмотрен метод расчёта только главной составляющей  $P_z$  си-

лы резания, которая определяет эффективную мощность процесса и рассчитывается по следующей формуле:

$$P_z = C_{nn} \cdot S + C_{zn} \cdot l, \quad (1)$$

где  $S$  - площадь срезаемого слоя;  $l$  - суммарная активная длина режущих кромок инструмента;  $C_{nn}$  - удельная сила на передней поверхности;  $C_{zn}$  - удельная сила на задней поверхности.

Так как значения площади срезаемых слоёв и активной длины режущих кромок инструмента изменяются при изменении положения зуба долбяка, для их определения разработана методика графического нарезания впадин обрабатываемых колёс [2].

Суть методики состоит в следующем.

1. По результатам геометрических расчётов строим в программе КОМПАС 5.11 долбяк, а также окружность выступов и окружность впадин обрабатываемого колеса. В качестве примера для объяснения методики используется долбяк  $z_d=25$ ,



*Рис. 1. Графики изменения коэффициента по площади:*

*а – по зависимости  $K_s(\psi_i)$ ; б – по методу графического нарезания впадин*



Рис.2. Графики изменения коэффициента по длине:  
а – по зависимости  $K_l(\psi_i)$ ; б – по методу графического нарезания впадин

$m=4$  и колесо  $z_k=25$ ,  $m=4$ . Устанавливаем долбяк на глубину резания и, задав круговую подачу  $S_{kp}$ , поворачиваем его на угол  $\psi=N\cdot\delta$ , где  $\delta=S_{kp}/R_d$ , рад. Здесь  $R_d$  – радиус делительной окружности долбяка,  $N$  – коэффициент увеличения круговой подачи на чертежах.

При построении схемы нарезания делаем обрабатываемое колесо кинематически неподвижным, поэтому доворачиваем долбяк на величину угла  $\psi$  (так как делительный диаметр долбяка равен делительному диаметру обрабатываемого колеса) в направлении его вращения.

2. Площадь срезаемых слоёв и активную длину режущих кромок инструмента определяем в КОМПАС 5.11 с помощью соответствующих функций.

Эта методика даёт возможность определять указанные величины только для конкретных параметров обработки.

При изменении одного из параметров обработки ( $m$ ,  $z_k$  или  $z_d$ ) необходимо заново проводить графическое нарезание, что является трудоёмким процессом.

Для оценки площади срезаемых слоёв и активной длины режущих кромок инструмента без графического нарезания используются коэффициенты по площади  $K_s$  и по длине  $K_l$ , соотнесенные к модулю, так как в зубчатом зацеплении он является масштабным фактором:

$$K_{si} = \frac{S_{eni}}{m^2 \cdot N}, \quad K_{li} = \frac{l_{eni}}{m} \quad (2)$$

Здесь  $S_{eni}$ ,  $l_{eni}$  – соответствующие площадь и длина, полученные методом графического нарезания;  $i=1 \dots n$  ( $n$  - число изменений углового положения

зуба долбяка в зоне обработки).

Посредством Mathcad оценена обобщённая регрессия [3] зависимостей распределения коэффициентов  $K_s$  и  $K_l$  по угловому положению зуба долбяка в процессе обработки впадины.

$$K_s(\psi_i) = 11,803 \cdot \psi_i^{1,23} e^{-23,3\psi_i} - 0,007\psi_i, \quad (3)$$

2. Для коэффициента по длине:

$$K_l(\psi_i) = 2149 \cdot \psi_i^2 \cdot e^{-18,2\psi_i} + \\ + 22,219 \cdot \psi_i^{0,4} \cdot e^{-0,15\psi_i} - 23,822 \cdot \psi_i^{0,45} \quad (4)$$

где  $\psi$  – значения угла положения зуба долбяка в процессе обработки впадины, рад.;  $i=1 \dots n$  ( $n$  - число изменений углового положения зуба долбяка в зоне обработки).

На рис.1 и 2 представлены графики изменения коэффициента по площади и коэффициента по длине по угловому положению зуба долбяка, полученные методом графического нарезания впадин и по зависимостям  $K_s(\psi_i)$  и  $K_l(\psi_i)$ .

Последние позволяют рассчитать значения площади срезаемых слоёв и активной длины режущих кромок инструмента для каждого углового положения зуба долбяка:

$$S_i = K_s(\psi_i) \cdot m^2, \quad l_i = K_l(\psi_i) \cdot m \quad (5)$$

Эти оценки дают возможность (1) определить величину главной составляющей  $P_z$  силы резания на каждом угловом положении зуба в процессе нарезания впадины при любых значениях параметров обработки ( $m$ ,  $z_k$  или  $z_d$ ). Данный метод расчёта может быть применён и для других технологических составляющих силы резания с учётом направления их действия.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Розенберг Ю.А., Тахман С.И. Силы резания и методы их определения/ Учебное пособие: Ч.1. Общие положения – Курган, 1995.-130 с.
2. Тахман С.И., Евтодьев Д.С. Исследования формы и размеров срезаемых слоёв при обработке зубчатых колёс зуборезными долбяками / Вестник КГУ.– Серия «Технические науки». - Вып.4.- Курган: Изд-во КГУ, 2008.- № 3(13).- С. 98-99.
3. Дьяконов В.П. МАТСАД 8/2000: Специальный справочник – СПб.: Питер, 2001. – 592 с.

Авторы статьи:

Тахман Симон Иосифович - канд.техн.наук, доц. каф. "Металлорежущие станки и инструменты" Курганского государственного университета Тел. 8-(3522) 23-04-05	Евтодьев Денис Сергеевич - аспирант каф. "Металлорежущие станки и инструменты" Курганского государственного университета e-mail: <a href="mailto:ems130190@rambler.ru">ems130190@rambler.ru</a>
--	--

**УДК 621.01:681.3**

**А.В.Степанов**

## **О СПЕЦИФИЦИРОВАНИИ В ЗАДАЧАХ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ**

Структурный синтез является одним из этапов проектирования механизмов по заданным входным и выходным условиям. Задачей структурного синтеза является разработка структурной схемы будущего механизма по заданной подвижности, с учетом желаемых структурных, кинематических и динамических свойств [1].

Попытки создания математического аппарата, позволяющего корректно осуществлять синтез структур механизмов, были предприняты еще в семидесятых годах девятнадцатого века. У истоков русских работ по теории механизмов и машин лежат научные труды П.Л. Чебышёва, в которых он впервые в мировой литературе для решения задач по теории механизмов применил математические методы и заложил основы аналитических методов синтеза механизмов [2].

Математическую зависимость, связывающую между собой параметры механизма, называют структурной формулой. В таблице приведены структурные формулы различных ученых в хронологическом порядке их появления и совершенствования.

Приведенные в таблице формулы описывают широкое многообразие структур, отличающихся между собой номенклатурой и числом звеньев, числом и классами применяемых кинематических пар, а также топологией или способом соединения звеньев между собой. Они связывают одной функциональной зависимостью четыре различных параметра и позволяют, как правило, находить общее число кинематических пар для заданного общего числа звеньев и подвижности системы. Решение задач структурного синтеза для всего многообразия наборов звеньев различной слож-

сти, классов применяемых кинематических пар и топологий с использованием структурных формул представляется делом в высшей степени сложным и даже бесперспективным. Упомянутое выше широкое многообразие структур, описываемых структурными формулами, необходимо каким-то образом специфицировать или разбивать на подмножества, отличающиеся между собой какими-то характерными признаками. Поскольку каждая из структур адекватно отображается графическими образами звеньев, соединенных между собой в цепь посредством кинематических пар, специфицировать можно, в коечном итоге, кинематические цепи.

Начало проведению такого рода спецификации было положено академиком Артоболевским И.И. В зависимости от числа общих связей  $m$ , накладываемых на кинематическую цепь, академиком И.И. Артоболевским было предложено относить все цепи к одному из пяти семейств: нулевому, первому, второму, третьему и четвертому. Если на кинематическую цепь не накладывается никаких общих связей, то она относится к нулевому семейству. Формула подвижности для цепей нулевого семейства записывается в виде (4) при подстановке в формулу (5) значения  $m$  равного нулю.

Первое семейство описывается формулой, в которой коэффициенты всех членов (4) уменьшаются на единицу

$$W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2. \quad (6)$$

Для второго семейства коэффициенты членов формулы (1) уменьшаются на два

$$W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3. \quad (7)$$

Для третьего семейства – на три