

Л и т е р а т у р а

1. Б у р м и с т р о в Е.В., Т а р а с о в А.В. Исследование угловых деформаций и крутильных колебаний сверл малых диаметров. - В сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов, Вып. 51.-Куйбышев; КуАИ, 1973, с. 150-156.
2. М а р к у ш и н Е.М. Оптимальные системы автоматического регулирования с запаздыванием по времени. Иня-во Саратовского университета, 1971.
3. Б у р м и с т р о в Е.В., М а р к у ш и н Е.М., Т а р а с о в А.В. Исследование динамики процесса сверления отверстий малых диаметров в деталях из жаропрочных и титановых сплавов. - В сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. Вып. 54.-Куйбышев; КуАИ, 1976, с. 119-128.
4. Б у р м и с т р о в Е.В., М а р к у ш и н Е.М., В о р о н о в Е.Н. Влияние крутильных колебаний на изменение толщины срезаемого слоя. - В сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. Вып. № 5.-Куйбышев; КуАИ, 1978, с. 148-154.
5. Г о р я ч е в А.С., Ж е л е з н о в Г.С., Х у н и н В.В. Развертка. Авт.свид. № 252055. Открытия и промышленные образцы. Товарные знаки. 1969, № 28.

УДК 621.951.02:539.371:534.1

А.В.Тарасов

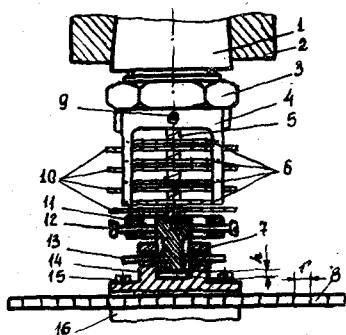
ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ СВЕРЛ МАЛЫХ ДИАМЕТРОВ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Под действием системы сил сверло, представляющее собой закрученный стержень сложной формы и сечения, испытывает угловые и продольные деформации. В связи с наличием спирали эти деформации взаимосвязаны, что обуславливает наличие у спиральных сверл четырех форм жесткости [1]: жесткости на кручение при раскручивании, жесткости на кручение при сжатии, жесткости на сжатие при сжатии и жесткости на растяжение (сжатие) при кручении. Такая специфика деформаций сверла в процессе сверления приводит к образованию следа на

поверхности резания, способствующего возникновению и развитию автоколебаний [2].

В свете сказанного, изучение особенностей деформаций и жесткости спиральных сверл, особенно малых диаметров, при статическом нагружении приобретает важное значение.

Исследование проводилось с помощью специально разработанного устройства (рис. I). Цанговый патрон с исследуемым сверлом (1) закреплялся в шпинделе (2). Диск (10), отверстие в котором выполнено по форме поперечного сечения сверла, плотно устанавливался на расстояниях 3, 5, 8, 10, 13, 18 и 23 мм от его вершины при общей длине $l = 38$ мм. На гайке (3) цангового патрона с помощью винта (9) закреплялось приспособление (4) с указателями (6). При исследовании диск и указатель с нанесенными на них рисками располагались в нужном сечении на расстоянии 0,5–0,8 мм относительно друг друга.



Р и с. I. Устройство для исследования деформаций сверла при статическом нагружении

Для нагружения крутящим моментом вершина сверла закреплялась в специальной разрезной втулке (7), а та в свою очередь – в посадочном отверстии фланца (14), прикрепленного к динамометру (16). Динамометр устанавливался на поворотном столе, с помощью которого и осуществлялось раскручивание сверла. При этом угловые деформации в различных сечениях сверла определялись по смещению рисок, измеренному посредством визуального тубуса микроскопа МИС-II. Передача крутящего момента сверлу осуществлялась через штифты (13), относительно которых втулка (7) могла свободно перемещаться в осевом направлении при удлинении сверла.

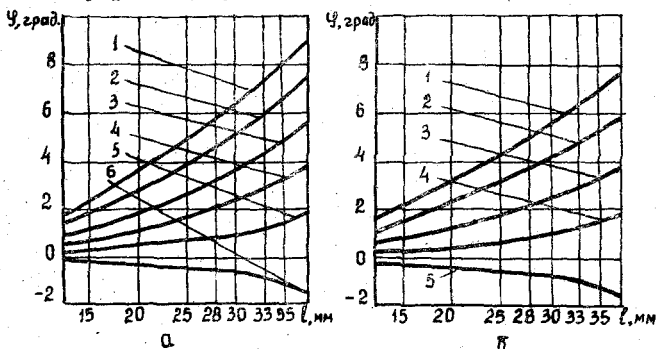
Нагружение осевой силой осуществлялось путем перемещения стола станка, когда зазор h между втулкой (7) и торцом в посадочном отверстии фланца (14) выбирался полностью. Величина крутящего момента и осевой силы определялась с помощью динамометра (16) и осциллографа Н-102.

Испытывались две конструкции сверла диаметром 3,4 мм (стандартные и четырехленточные) из быстрорежущей стали Р18.

Исследование угловых деформаций в различных сечениях рабочей части стандартных и четырехленточных сверл проводилось при следующих пяти схемах нагружений:

1. Сверло нагружалось только крутящим моментом: $P_0=0$ и $h=3$ мм;
2. Сверло нагружалось крутящим моментом при $P_0=0$, но в отличие от предыдущей схемы не могло удлиняться: $h=0$;
- 3 и 4. Сверло нагружалось одновременно крутящим моментом и осевой силой, равной соответственно 500 и 1000 Н;
5. Сверло нагружалось только осевой силой.

Изменения величин угловых деформаций по длине сверла характеризовались графиками, приведенными на рис. 2.



Р и с. 2. Нагружение сверла диаметром 3,4 мм крутящим моментом и осевой силой $P_0 = 1000$ Н (схема 4): а) стандартное сверло: 1 - $M_{кр} = 1260$ Н·мм, 2 - $M_{кр} = 980$ Н·мм, 3 - $M_{кр} = 730$ Н·мм, 4 - $M_{кр} = 510$ Н·мм, 5 - $M_{кр} = 310$ Н·мм, 6 - $M_{кр} = 160$ Н·мм; б) четырехленточное сверло: 1 - $M_{кр} = 1370$ Н·мм, 2 - $M_{кр} = 1060$ Н·мм, 3 - $M_{кр} = 770$ Н·мм, 4 - $M_{кр} = 480$ Н·мм, 5 - $M_{кр} = 190$ Н·мм

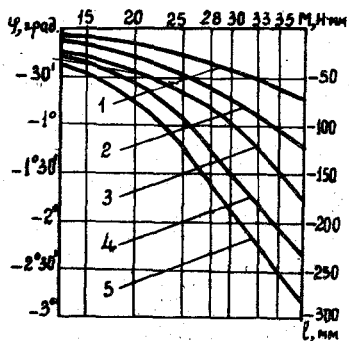
Результаты исследований сведены в табл. I, из которой видно, что жесткость у четырехленточных сверл при различных схемах нагружения больше жесткости стандартных сверл в среднем на 30-40%.

Как видно из данных табл. I, нагружение сверла осевой силой (схемы 3 и 4) 500 и 1000 Н сопровождается отрицательной угловой деформацией и возникновением реактивного крутящего момента. Величина этого момента при увеличении осевой силы от 500 до 2500 Н возрастает с -70 до -260 Н·мм (рис.3), а угловая деформация, изменяясь пря-

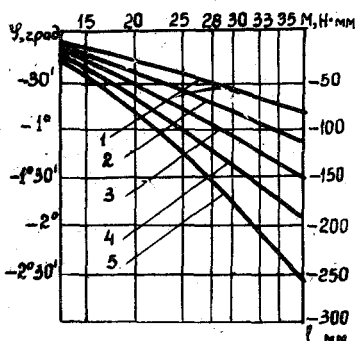
Т а б л и ц а I

Угловые деформации и жесткость стандартных и четырехленточных сверл

Стандартные сверла			четырёхленточные			С ₄ ±			Стандартные сверла четырёхленточные			С ₄ ±		
М, Н·мм	У, град	С, Н·мм/рад	М, Н·мм	У, град	С, Н·мм/рад	М, Н·мм	У, град	С, Н·мм/рад	М, Н·мм	У, град	С, Н·мм/рад	М, Н·мм	У, град	С, Н·мм/рад
Н·мм	град	рад	Н·мм	град	рад	Н·мм	град	рад	Н·мм	град	рад	Н·мм	град	рад
P ₀ = 0 (свободное удлинение)														
160	2	4550	234	2	6400	1,41	200	2	5700	320	2	9100	1,6	9100
360	4	5100	500	4	7100	1,39	500	4	7100	700	4	9250	1,4	9250
530	6	5050	740	6	7050	1,39	760	6	7220	960	6	9100	1,26	9100
730	8	5200	960	8	6850	1,32	1040	8	7400	1320	8	9400	1,27	9400
940	10	5350	1140	10	6500	1,22	1320	10	7500	1600	10	9100	1,22	9100
1100	12	5250					1540	12	7320	1940	12	9200	1,25	9200
C _{ср} = 5050			C _{ср} = 6780			C _{ср} = 7090			C _{ср} = 9190					
P ₀ = 500 Н														
-70	-0,8	5000	-90	-0,7	7320	1,46	-160	-1,4	6520	-190	-1,1	9850	1,51	9850
220	2	5900	300	2	8250	1,40	310	2	7900	480	2	12300	1,56	12300
350	4	5450	530	4	7520	1,38	510	4	7080	770	4	10750	1,52	10750
620	6	5800	830	6	7850	1,35	730	6	6870	1060	6	10050	1,47	10050
870	8	6080	1090	8	7750	1,27	980	8	6900	1370	8	9800	1,42	9800
1080	10	6080	1330	10	7560	1,24	1260	10	7100					
1290	12	6050												
C _{ср} = 5620			C _{ср} = 7710			C _{ср} = 7060			C _{ср} = 10550					



а

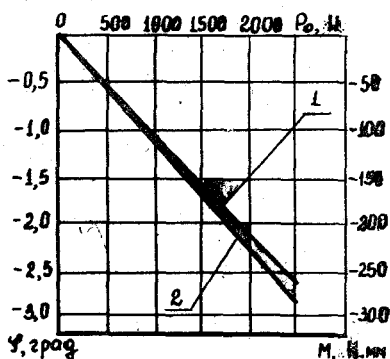


б

Р и с. 3. Нагружение сверла диаметром 3,4 мм только осевой силой (схема 5): а) стандартное сверло: 1 - $P_0 = 500$ Н, 2 - $P_0 = 1000$ Н, 3 - $P_0 = 1500$ Н, 4 - $P_0 = 2000$ Н, 5 - $P_0 = 2500$ Н; б) четырехленточное сверло: 1 - $P_0 = 500$ Н, 2 - $P_0 = 1000$ Н, 3 - $P_0 = 1500$ Н, 4 - $P_0 = 2000$ Н, 5 - $P_0 = 2500$ Н

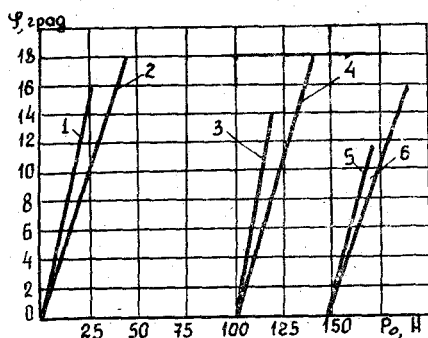
но пропорционально осевой силе, достигает 3° (рис. 4). Это приводит к увеличению жесткости сверла, что объясняется появлением в материале сверла дополнительных напряжений под воздействием реактивного момента. Жесткость четырехленточных сверл в этом случае оказывается больше жесткости стандартных.

Если при раскручивании сверло не имеет возможности удлиняться (схема 2), то возникает осевая сила, величина которой при одинаковых угловых деформациях для стандартных сверл почти в 2 раза больше, чем для четырехленточных, и достигает при $\varphi = 18^\circ$ величин $P_0 = 500$ Н



Р и с. 4. Зависимость между осевой силой и угловой деформацией сверла диаметром 3,4 мм: 1 - четырехленточное сверло; 2 - стандартное сверло

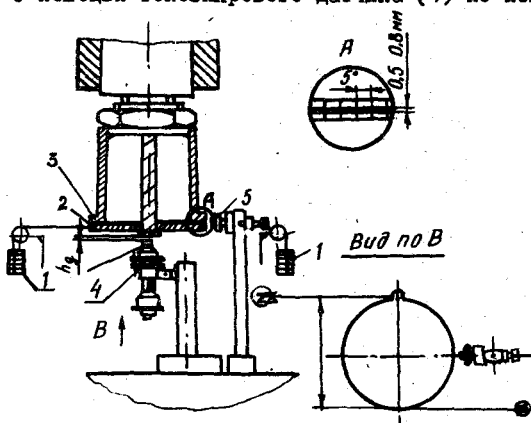
(рис. 5). Это объясняется различием в коэффициентах деформации указанных сверл.



Р и с. 5. Значение осевой силы, возникающей под влиянием раскручивания сверл диаметром 3,4 мм (1, 3, 5 - четырехзубчатые сверла; 2, 4, 6 - стандартные сверла)

Для нахождения коэффициента деформации δ , характеризующего связь между продольной и угловой деформациями, были проведены специальные опыты по раскручиванию сверл (рис. 6). Сверла нагружались с помощью грузов (1), угловая деформация определялась по смещению рисок, нанесенных на диске (2), относительно базовых - на стаканчике (3). Измерения выполнялись с помощью визуального тубуса (5) микроскопа МИС-II. Цена одного деления составляла 8,6. Удлинение сверла при раскручивании определялось с помощью токовихревого датчика (4) по изменению за-

момента деформации составляла 8,6. Удлинение сверла при раскручивании определялось с помощью токовихревого датчика (4) по изменению за-



Р и с. 6. Схема устройства для измерения жесткости C и коэффициента деформации сверла δ

зора h_g [3]. Цена одного деления шкалы показывающего прибора составляла 0,28 мкм. Результаты испытаний приведены в табл. 2, из которой

Т а б л и ц а 2

Жесткость С и коэффициент деформации сверл δ диаметром 3,4 мм

Конструкция сверла	M, Н·мм	γ , радиан	$\Delta \rho$, мм	δ , мм/рад	$\delta_{ср}$, мм/рад	C, Н·мм/рва	С _{ср} , Н·мм/рва
Стандартное	89,1	0,01766	0,0031	0,187		5060	
	178,2	0,03490	0,0066	0,190		5110	5110
	267,3	0,05290	0,0103	0,195	0,19	5070	
	356,4	0,06930	0,0130	0,188		5170	
	445,5	0,08725	0,0165	0,190		5110	
Четырехлопастное	89,1	0,01340	0,00203	0,151		6730	
	178,2	0,02650	0,00413	0,156	0,154	6740	6750
	267,3	0,03930	0,00620	0,158		6800	
	356,4	0,05300	0,00805	0,152		6730	
	445,5	0,06600	0,01015	0,154		6750	

Т а б л и ц а 3

Критическая нагрузка $P_{кр}$ и данные для ее расчета

Конструкция сверла	$P_{попер}$, мм ²	J_{max} , мм ⁴	J_{min} , мм ⁴	K	γ_n/λ	ρ^*	ρ , мм	$P_{кр}$, Н
Стандартное	2,44	2,0095	0,5605	0,278	2,7	1,421	35	3080
Четырехлопастное	2,94	2,0580	0,7380	0,358	2,7	1,357	35	3850

видно, что коэффициент деформации у четырехленточных сверл в 1,23 раза меньше, чем у стандартных, и составляет 0,154 мм/рад. Данные этой таблицы по величине жесткости и коэффициентов деформации использовались при расчете крутильных колебаний сверл [2].

Помимо указанных выше преимуществ по жесткости, четырехленточные сверла характеризуются и более высокой продольной устойчивостью. Расчеты критической нагрузки проводились согласно методике, разработанной профессором В.М.Макушиным и Л.Ф.Некрасовой [4], по формуле

$$P_{кр} = \frac{J_l^2 B_y}{(0,699 \ell)^2} \zeta^*$$

где ζ^* - коэффициент, учитывающий полный угол закручивания φ_l , отношение главных жесткостей на изгиб $K = \frac{B_y}{B_x}$ и характер закрепления сверла (его величина находилась по данным работы [4]);
 ℓ - длина вылета сверла;

$$B_x = E J_{max}; \quad B_y = E J_{min}$$

где E - модуль упругости материала сверла;

J_{max} и J_{min} - максимальные и минимальные моменты инерции поперечного сечения сверла, рассчитывались по известным формулам [5].

Исходные данные для расчета $P_{кр}$ и результаты расчетов приведены в табл. 3.

На основании изложенного можно сделать вывод о том, что четырехленточные сверла по сравнению со стандартными имеют более высокую жесткость, лучше сопротивляются продольному изгибу и, как показали расчеты и экспериментальные исследования [2], менее подвержены вибрациям.

Л и т е р а т у р а

Г. И а ф е р и к М.А. Исследование процесса сверления маломангнитной стали 45Г17К8 и жаропрочного сплава ЭИ787. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук, МЭИ, 1966.

2. Б у р м и с т р о в Е.В., М а р к у ш и н Е.М., Т а р а - с о в А.В. Исследование динамики процесса сверления отверстий малых диаметров в деталях из жаропрочных и титановых сплавов. - В сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. Вып. 4.-Куйбышев; КуАИ, 1976.
3. А в д о н и н Г.Т. Измерение амплитуд вибраций и быстроменяющихся сил при обработке металлов резанием.- В сб.: Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. Вып. 2.-Куйбышев; КуАИ, 1974.
4. Н е к р а с о в а Л.Ф. О расчетах спиральных сверл на устойчивость. - В кн.: Расчеты на прочность, жесткость и колебания.- М.: Машиностроение, 1965.
5. К и р и л л о в К.Н. Сверла повышенной жесткости для обработки труднообрабатываемых материалов. - В сб.: Спиральные сверла. М.: НИИМАШ, 1966.

УДК 621.91.01

И.Г.Жарков, В.М.Боровков

ВЛИЯНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ КОЛЕБАНИЙ ДЕТАЛИ НА СТОЙКОСТЬ ТОРЦЕВЫХ ФРЕЗ

Большинство исследований по изучению влияния вибраций на стойкость режущего инструмента относятся к процессам точения. Процесс фрезерования исследован недостаточно.

Возникающие в процессе фрезерования вынужденные колебания системы стола приводят к снижению прочностных характеристик режущего инструмента. Прочностные характеристики режущего инструмента и обрабатываемого материала (стали ПЮГ13Д) изменяются неодинаково с ростом амплитуд колебаний, поэтому стойкость зубьев фрез должна в значительной мере определяться относительной интенсивностью снижения вынужденных колебаний.

Исследование стойкости зубьев торцевых фрез от интенсивности вынужденных колебаний детали проводилось в широком диапазоне изменения амплитуд колебаний, что достигалось изменением способа закрепления самой детали на столе фрезерного станка и применением специальных зажимных клиньев из высокодемпфированного сплава (медь-