

## Выводы.

1. Произвольную зубчатую пару следует рассматривать как открытую трибосистему, работающую в условиях абразивного изнашивания.

2. При определении параметров трения (качения и скольжения) в зубчатом зацеплении следует учитывать явления саморегулирования процессов разрушения и переходные процессы при изменении условий нагружения, а также параметры этих явлений.

3. Теория поверхностной прочности позволяет более качественно подойти к выбору материалов зубчатых пар и назначению их допускаемых контактных напряжений.

4. В статье показано, что зарождение трещин и потеря выносливости зубчатых пар происходит в поверхностном слое пятна контакта при одновременной максимизации контактного давления  $p_{кр}$ , скорости скольжения в зацеплении  $V$ , а также установившегося значения электродного потенциала  $\varphi_{уст}$ , толщины вторичных структур  $z$  и высоты микронеровностей  $R_a$ .

5. Теория поверхностной прочности хорошо согласуется с теорией износостойкой выносливости, по крайней мере, в вопросе прогнозирования выносливости износоконтактных трибосистем, например, зубчатых пар.

**Список литературы:** 1. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. и др. Поверхностная прочность материалов при трении. – Киев: Техника, 1976. – 296с. 2. Расчет износостойкости трущихся поверхностей машин / Под. ред. А.А. Благодрава. – М.: ВНИИМАШ, 1972. – 296с. 3. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Теорія зносостійкої витривалості та її застосування в машинобудуванні. – Харків: Оберіг, 2009. – 386с. 4. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О., Приймаков Г.О. Експериментально-аналітичне визначення параметрів зношування та витривалості авіаційних матеріалів // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып. "Динамика и прочность машин". – Харьков, 2004. – №3. – С.127–133. 5. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Статистична модель поверхневого деформування трибосполучень // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – 2008. – Вып.1(52). – С.88–103. 6. Приймаков О.Г. Витривалість авіаційних конструкцій та її прогнозування на прикладі зубчастих передач // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков, 2002. – №10. – С.85–97. 7. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Експериментальні дослідження інтенсивності зношування та пов'язаного з ним напружено-деформованого стану визначальних пар тертя в середньому машинобудуванні // Вестник науки и техники. – 2005. – №4(21). – С.19–28. 8. Иванова В.С. Синергетика: Прочность и разрушение металлических материалов. – М.: Наука, 1992. – 160с.

Поступила в редколлегию 15.05.2009

УДК 621.01.(833)

**Х.С. САМИДОВ**, д.т.н., проф., зав. кафедрой АзАСУ  
**Ф.Ф. АГАЕВ**, асп. АзАСУ

## СОСТАВЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

У роботі ставиться завдання про складання динамічної моделі головного приводу токарного патронно-центрального верстата 1М63БФ30С1 з оперативною системою управління (ОСУ).

In this work a task is put about drafting of dynamic model of main drive of cartridge-central lathe with operative control the system (WASP).

Зубчатые передачи (простые и планетарные) являются наиболее распространенными видами передач, используемых в приводах современных машин различного назначения. Достоверность динамического расчета привода машин во многом зависит от адекватности выбранных динамических моделей зубчатых передач.

Адекватная динамическая модель зубчатой передачи должна удовлетворять двум основным требованиям: обеспечивать правильное качественное и количественное отображение динамических процессов исследуемой системы и количественное описание этих процессов с принятой степенью точности. Выбор адекватной динамической модели не является однозначным, поскольку число факторов, которые могут быть учтены при динамической схематизации реальной машины, формально не ограничено. Поэтому, при решении практических инженерных задач используются оптимальной адекватной модели машин. Под оптимальной адекватной или корректной, динамической моделью понимается максимальная простая модель, удовлетворяющая выше указанным двум требованиям адекватности.

В настоящей работе ставится задача о составлении динамической модели главного привода токарного патронно-центрального станка 1М63БФ30С1 с оперативной системой управления (ОСУ). В главной привод данного станка входят: источник движения – асинхронный электродвигатель типа 4А16ОМЧУЗ мощностью 18,5кВт с частотой вращения 1465 об/мин, коробка скоростей, коробка передач, клиноременная передача и рабочие машины – шпиндельный узел и суппорт (рисунок 1). При составлении динамической модели учитываются распределенные и сосредоточенные массы движущихся деталей главного привода станка, крутильная и изгибная податливостей валов и приведенная к крутильной контактная податливость шлицевых, шпоночных соединений и зубчатых передач.

Ниже дано краткое описание последовательности составления динамической модели главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ.

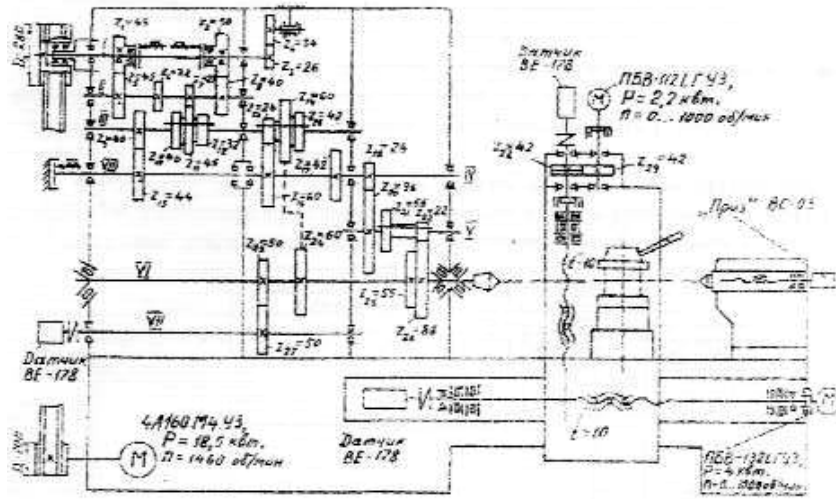


Рисунок 1 – Кинематическая схема токарного патронно-центрового станка 1М63БФ30С1 с ОСУ

**1. Определение масс и моментов инерции.** Моменты инерции и массы деталей машин определяются аналитическим, графоаналитическим и экспериментальными методами [5, 6, 7, 8, 9].

Большинство деталей приводов металлорежущих станков имеют цилиндрическую форму, поэтому их величины определяли аналитическим методом. В справочной литературе, например [8], приводятся формулы и таблицы для определения масс и моментов инерции вращающихся тел различной конфигурации.

Моменты инерции некруглых деталей и узлов машин относительно их центров тяжести определялись по формуле

$$J_T = \sum m_i \left( \frac{b_i^2 + \ell_i^2}{12} + r_i^2 \right),$$

где  $m_i, b_i, \ell_i$  – масса, высота и длина  $i$ -го, элемента;  $r_i$  – расстояние между центрами тяжести  $i$ -го элемента всего тела.

В таблице 1 внесены значения моментов инерции валов и насаженных на них деталей главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ при частоте вращения шпинделя  $n_{шп} = 200$  об/мин.

**2. Определение усилий, действующие на деталей главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ (рисунок 2).** Сделав кинестатический расчет определили усилия, действующие на зубчатые колеса и на опоры валов главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ. Результаты расчета внесены в таблицы 2 и 3.

Таблица 1 – Момент инерции и податливости деталей главного привода токарного

патронно-центрового станка 1М63БФ30С1 с ОСУ при  $n_{шп} = 200$  об/мин

Вал	Участок вала	Момент инерции, $10^4 \text{ Нм}^2$	Крутильная податливость валов, $10^7 \text{ рад/Нм}$	Крутильная податлив. от конт. деформ. шпон. и шлиц. соединений, $10^7$	Крутильная податлив. от изгиб валов, деформ. опор и зубч. передач, $10^7 \text{ рад/Нм}$	Суммарная крутиль. по-датл. $10^7 \text{ рад/Нм}$	Приведенная крутильная податливость в % от суммарного		
							От кручения валов	От конт. деформ. шпон. и шлиц. соединений	От изгиба валов, деформ. опор и зубч. передач
I	1	6122,2	212,4	1048,0	28,6	1289,0	16,5	81,3	2,2
	2	25,9							
II	1	104,8	312,7	44,6					
	2	104,8							
III	1	121,4	--	--					
	2	288,1	173,7	111,4					
IV	1	123,4	--	--					
	2	135,4	349,6	164,2					
V	1	136,8	--	--					
	2	605,7	214,7	1,6					
VI	1	1477,1	--	--					
	2	6660,3	5,3	9,3					
	3	1548,0	0,8	4,4					
VII	1	177,3	--	--					
	2	3,6	373,5	--					
							50,8	28,0	21,2

**3. Определение прогибов валов под зубчатыми колесами.** На рисунке 3 заимствованной из работы [2], изображена в искаженном масштабе искривленная ось балки, заделанной одним концом и нагруженной на другом конце силой  $P$ . Центр тяжести  $O$  какого либо сечения с абсциссой  $z$  перемещается в точку  $O_1$ . Перемещение  $OO_1$  центра тяжести сечения по направлению, перпендикулярному к оси балки, называется прогибом балки в этом сечении и обозначается буквой  $f$ . Угол  $\theta$ , на который каждое сечение поворачивается по отношению к своему первоначальному положению называется углом поворота сечения.

Исходя из рисунка 3, уравнение изогнутой балки, будет  $y = F(z)$  или  $f = F(z)$ . Тангенс угла  $\theta$ , образованного касательной к кривой с осью, равен  $\text{tg } \theta = df/dr$ . Так как углы поворота валов зубчатых передач бывают очень малыми углами ( $\theta \leq 1^0$ ), то принимают  $\text{tg } \theta \approx \theta = df/dr$ .

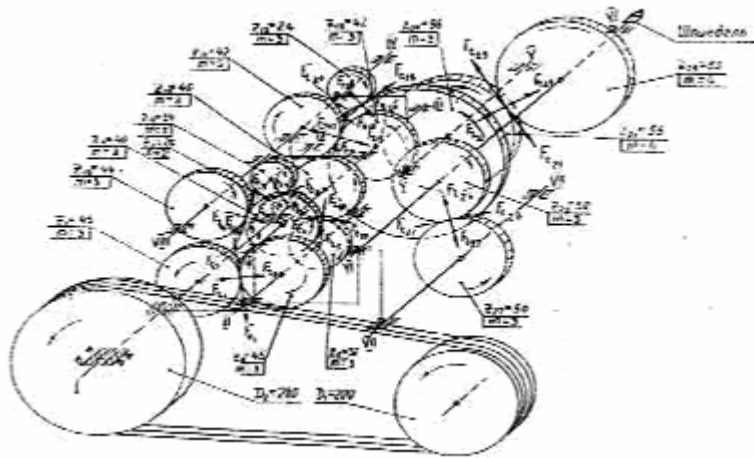


Рисунок 2 – Силы в зацеплениях коробки скоростей станка 1М63БФ30С1 с ОСУ при  $n_{шпн}=200$  об/мин

Таблица 2 – Силы, действующие на зубчатые колеса главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ ( $P$  – окружное,  $T$  – радиальное,  $Q$  – осевое усилия), Н

Частота вращения шпинделя, об/мин	Вал I		Вал II		Вал III		Вал IV		Вал V		Вал VI		Вал VII		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
50	$P_1=5055$ $T_1=-1840$ $Q_1=0$	$P_2=5055$ $P'_2=-6980$ $T_2=1840$ $T'_2=-2541$ $Q_2=0$	$P_3=6980$ $P'_3=-10767$ $T_3=2541$ $T'_3=-7360$ $Q_3=0$	$P_4=-10767$ $P'_4=20217$ $T_4=3919$ $T'_4=-3919$ $Q_4=0$	$P_5=-20217$ $P'_5=-28195$ $T_5=-7360$ $T'_5=-10798$ $Q_5=0$	$P_6=28195$ $P'_6=26750$ $T_6=10798$ $T'_6=10245$ $Q_6=9164$ $Q'_6=-8694$									50
100	$P_1=5055$ $T_1=-1840$ $Q_1=0$	$P_2=5055$ $P'_2=-4653$ $T_2=1840$ $T'_2=-1694$ $Q_2=0$	$P_3=4653$ $P'_3=5400$ $T_3=1694$ $T'_3=-1966$ $Q_3=0$	$P_4=-5400$ $P'_4=10100$ $T_4=1966$ $T'_4=3676$ $Q_4=0$	$P_5=-10100$ $P'_5=13000$ $T_5=-3676$ $T'_5=-4980$ $Q_5=4220$	$P_6=13000$ $P'_6=12471$ $T_6=4980$ $T'_6=4776$ $Q_6=-4220$ $Q'_6=-4052$									100
200	$P_1=5055$ $T_1=-1840$ $Q_1=0$	$P_2=-5055$ $P'_2=-6980$ $T_2=1840$ $T'_2=-2541$ $Q_2=0$	$P_3=6980$ $P'_3=10767$ $T_3=2541$ $T'_3=-3919$ $Q_3=0$	$P_4=-6980$ $P'_4=10767$ $T_4=3919$ $T'_4=-3919$ $Q_4=0$	$P_5=10767$ $P'_5=7255$ $T_5=3919$ $T'_5=2778$ $Q_5=2358$	$P_6=7255$ $P'_6=6880$ $T_6=2778$ $T'_6=26355$ $Q_6=-2358$ $Q'_6=-2236$									200

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	
315	$P_1=5055$ $T_1=-1840$ $Q_1=0$	$P_2=-5055$ $P'_2=-4653$ $T_2=1840$ $T'_2=-1694$ $Q_2=0$	$P_3=4653$ $P'_3=5400$ $T_3=1694$ $T'_3=-1966$ $Q_3=0$	$P_4=-5400$ $P'_4=10100$ $T_4=1966$ $T'_4=3676$ $Q_4=0$	$P_5=-10100$ $P'_5=13000$ $T_5=-3676$ $T'_5=-4980$ $Q_5=4220$	$P_6=13000$ $P'_6=12471$ $T_6=4980$ $T'_6=4776$ $Q_6=-4220$ $Q'_6=-4052$	$P_7=3695$ $P'_7=3417$ $T_7=1404$ $T'_7=1309$ $Q_7=-1200$ $Q'_7=-1110$	315

Таблица 3 – Опорные реакции валов главного привода станка 1М63БФ30С1, Н

Частота вращения шпинделя, об/мин	Вал I		Вал II		Вал III		Вал IV		Вал V		Вал VI		Вал VII	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
50	$P_{Ax}=-2100$ $P_{Ay}=5538$ $P_A=5983$ $P_{Bx}=-2955$ $P_{By}=-405$ $P_B=2983$	$P_{Fy}=7321$ $P_{Fz}=1138$ $P_F=7409$ $P_{Dx}=4714$ $P_{Dy}=-417$ $P_D=4732$	$P_{Cx}=-5046$ $P_{Cy}=-63587$ $P_C=8122$ $P_{Ex}=-5356$ $P_{Ey}=23503$ $P_E=24100$	$P_{Kx}=-1260$ $P_{Ky}=-7186$ $P_K=8122$ $P_{Ix}=-8190$ $P_{Iy}=-4073$ $P_I=9149$	$P_{Ox}=7345$ $P_{Oy}=15742$ $P_O=17350$ $P_{Ix}=-6110$ $P_{Iy}=21800$ $P_{II}=22650$	$P_{3x}=-28902$ $P_{3y}=19890$ $P_{3z}=17410$ $P_{3x}=35080$	$P_{IIIx}=4037$ $P_{IIIy}=-854$ $P_{IIIz}=4118$ $P_{IIIx}=-22613$ $P_{IIIy}=11182$ $P_{IIIz}=25220$							
100	$P_{Ax}=-2076$ $P_{Ay}=6074$ $P_A=6419$ $P_{Bx}=-2924$ $P_{By}=-484$ $P_B=2964$	$P_{Fy}=4043$ $P_{Fz}=31$ $P_F=4043$ $P_{Dx}=5610$ $P_{Dy}=43$ $P_D=5611$	$P_{Cx}=1968$ $P_{Cy}=2827$ $P_C=3445$ $P_{Ex}=4205$ $P_{Ey}=10932$ $P_E=11713$	$P_{Kx}=-570$ $P_{Ky}=3472$ $P_K=3518$ $P_{Ix}=-4130$ $P_{Iy}=-1970$ $P_I=4576$	$P_{Ox}=3880$ $P_{Oy}=7583$ $P_O=8518$ $P_{Ix}=-2546$ $P_{Iy}=10300$ $P_{II}=10621$	$P_{3x}=-1372$ $P_{3y}=9303$ $P_{3z}=8279$ $P_3=16617$	$P_{IIIx}=1430$ $P_{IIIy}=-20$ $P_{IIIz}=1431$ $P_{IIIx}=10044$ $P_{IIIy}=5630$ $P_{IIIz}=11514$							
200	$P_{Ax}=-2100$ $P_{Ay}=5538$ $P_A=5983$ $P_{Bx}=-2955$ $P_{By}=-405$ $P_B=2983$	$P_{Fy}=7321$ $P_{Fz}=1138$ $P_F=7409$ $P_{Dx}=4714$ $P_{Dy}=-417$ $P_D=4732$	$P_{Cx}=-5379$ $P_{Cy}=-2738$ $P_C=6037$ $P_{Ex}=-3620$ $P_{Ey}=4926$ $P_E=6340$	$P_{Kx}=-1260$ $P_{Ky}=-7186$ $P_K=8122$ $P_{Ix}=-8190$ $P_{Iy}=-4073$ $P_I=9149$	$P_{Ox}=8748$ $P_{Oy}=-785$ $P_O=8786$ $P_{Ix}=2868$ $P_{Iy}=4879$ $P_{II}=5660$	$P_{3x}=-7456$ $P_{3y}=5332$ $P_{3z}=4594$ $P_3=9286$	$P_{IIIx}=1003$ $P_{IIIy}=190$ $P_{IIIz}=1021$ $P_{IIIx}=5777$ $P_{IIIy}=2528$ $P_{IIIz}=6307$							
315	$P_{Ax}=-2076$ $P_{Ay}=6074$ $P_A=6419$ $P_{Bx}=-2924$ $P_{By}=-484$ $P_B=2964$	$P_{Fy}=4043$ $P_{Fz}=31$ $P_F=4043$ $P_{Dx}=5610$ $P_{Dy}=43$ $P_D=5611$	$P_{Cx}=-2086$ $P_{Cy}=-996$ $P_C=2312$ $P_{Ex}=-3589$ $P_{Ey}=896$ $P_E=3700$	$P_{Kx}=-1260$ $P_{Ky}=-7186$ $P_K=8122$ $P_{Ix}=-8190$ $P_{Iy}=-4073$ $P_I=9149$	$P_{Ox}=4378$ $P_{Oy}=397$ $P_O=4396$ $P_{Ix}=-1458$ $P_{Iy}=2406$ $P_{II}=2813$	$P_{3x}=-3729$ $P_{3y}=2652$ $P_{3z}=2310$ $P_3=4575$	$P_{IIIx}=474$ $P_{IIIy}=-74$ $P_{IIIz}=481$ $P_{IIIx}=2843$ $P_{IIIy}=1466$ $P_{IIIz}=3225$							

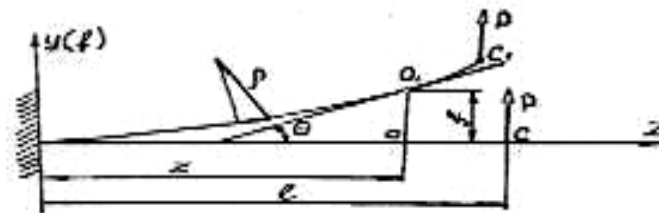


Рисунок 3

Таблица 4 – Прогибы валов там, где зубчатые колеса, мкм

Частота вращения шпинделя, об/мин	Вал I	Вал II	Вал III	Вал IV	Вал V	Вал VI	Вал VII
50	$f_{1x}=46,0$ $f_{1y}=22,5$	$f_{2x}=-37,6$ $f_{2y}=8,4$ $f'_{2/x}=-66,7$ $f'_{2/y}=-2,6$	$f_{3x}=120,0$ $f_{3y}=100,0$ $f'_{3/x}=-13,0$ $f'_{3/y}=-170,0$	$f_{4x}=41,0$ $f_{4y}=25,3$ $f'_{4/x}=112,0$ $f'_{4/y}=56,0$	$f_{5x}=-21,0$ $f_{5y}=-108,0$ $f'_{5/x}=-5,6$ $f'_{5/y}=-103,8$	$f_{6x}=8,6$ $f_{6y}=-8,4$	$f_{7x}=-1,4$ $f_{7y}=0,06$
100	$f_{1x}=45,0$ $f_{1y}=150,0$	$f_{2x}=-86,0$ $f_{2y}=0,0$	$f_{3x}=45,0$ $f_{3y}=72,0$ $f'_{3/x}=-25,0$ $f'_{3/y}=-82,0$	$f_{4x}=20,6$ $f_{4y}=13,3$ $f'_{4/x}=56,0$ $f'_{4/y}=30,9$	$f_{5x}=-10,5$ $f_{5y}=-54,8$ $f'_{5/x}=-2,5$ $f'_{5/y}=-51,9$	$f_{6x}=3,4$ $f_{6y}=-2,4$	$f_{7x}=-0,6$ $f_{7y}=0,03$
200	$f_{1x}=46,0$ $f_{1y}=2,5$	$f_{2x}=-37,6$ $f_{2y}=8,4$ $f'_{2/x}=-66,7$ $f'_{2/y}=-2,6$	$f_{3x}=120,0$ $f_{3y}=100,0$ $f'_{3/x}=-13,0$ $f'_{3/y}=-170,0$	$f_i=0$	$f_{5x}=-8,4$ $f_{5y}=1,1$ $f'_{5/x}=-101,0$ $f'_{5/y}=37,7$	$f_{6x}=2,0$ $f_{6y}=-2,1$	$f_{7x}=-0,4$ $f_{7y}=0,016$
315	$f_{1x}=45,0$ $f_{1y}=150,0$	$f_{2x}=-86,0$ $f_{2y}=0,0$	$f_{3x}=45,0$ $f_{3y}=72,0$ $f'_{3/x}=-25,0$ $f'_{3/y}=-82,0$	$f_i=0$	$f_{5x}=-4,2$ $f_{5y}=0,5$ $f'_{5/x}=-50,5$ $f'_{5/y}=18,8$	$f_{6x}=1,0$ $f_{6y}=-1,0$	$f_{7x}=-0,2$ $f_{7y}=0,01$

Таким образом, задача изучения прогиба валов под зубчатыми колесами сводится к получению уравнения изогнутой оси типа  $f=F(z)$ . Для этого необходимо записывают дифференциальные уравнения изогнутых осей соответствующих валов и интегрировать их.

В качестве примера определим прогиб III вала главного привода станка 1М63БФ30С1в вертикальной плоскости (ВП) (рисунок 4). Начало координат назначим в точке  $O_y$ . Напишем дифференциальные уравнения изогнутой оси вала и интегрируем их.

Первый участок,  $0 \leq z_1 \leq l_9$ :

$$EJ \frac{d^2 f_1}{dz_1^2} = P'_{oy} z_1; \quad EJ \frac{df_1}{dz_1} = -P'_{oy} \frac{z_1^2}{2} + c_1; \quad EJ f_1 = -P'_{oy} \frac{z_1^3}{6} + c_1 z_1 + D_1.$$

Второй участок,  $0 \leq z_2 \leq l_8 + l_9$ :

$$EJ \frac{d^2 f_2}{dz_2^2} = -P'_{oy} z_2 - (T'_3 + G'_3)(z_2 - l_9); \quad EJ \frac{df_2}{dz_2} = -P'_{oy} \frac{z_2^2}{2} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_2 - l_9)^2}{2} + c_2;$$

$$EJ f_2 = -P'_{oy} \frac{z_2^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_2 - l_9)^3}{6} + c_2 z_2 + D_2.$$

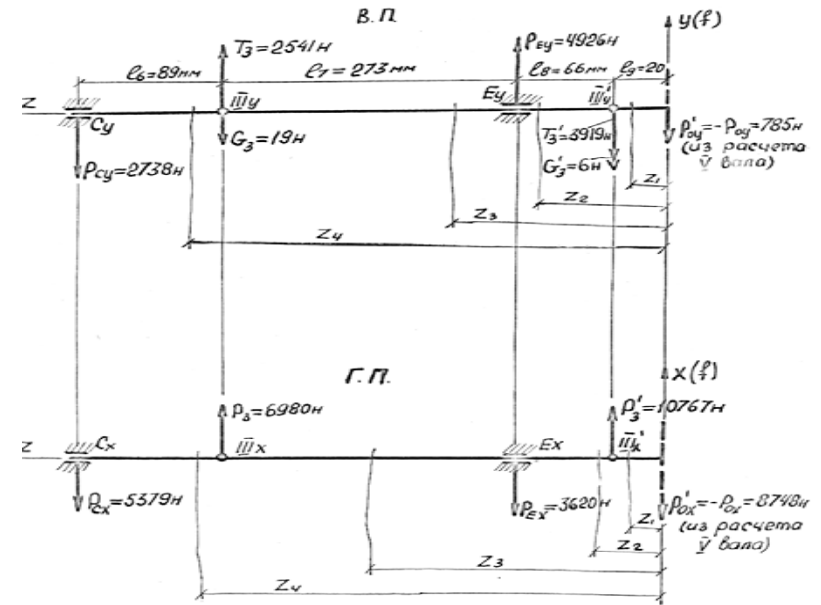


Рисунок 4

Третий участок  $0 \leq z_3 \leq l_7 + l_8 + l_9$ :

$$EJ \frac{d^2 f_3}{dz_3^2} = -P'_{oy} z_3 - (T'_3 + G'_3)(z_3 - l_9) + P_{Ey}(z_3 - l_9 - l_8);$$

$$EJ \frac{df_3}{dz_3} = -P'_{oy} \frac{z_3^2}{2} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_3 - l_9)^2}{2} + P_{Ey} \frac{(z_3 - l_9 - l_8)^2}{2} + c_3;$$

$$EJ f_3 = -P'_{oy} \frac{z_3^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_3 - l_9)^3}{6} + P_{Ey} \frac{(z_3 - l_9 - l_8)^3}{2} + c_3 z_3 + D_3.$$

Четвертый участок  $0 \leq z_4 \leq l_6 + l_7 + l_8 + l_9$ :

$$EJ \frac{d^2 f_4}{dz_4^2} = -P'_{oy} z_4 - (T'_3 + G'_3)(z_4 - l_9) + P_{Ey}(z_4 - l_9 - l_8) + T_3(z_4 - l_9 - l_8 - l_7) - G_3(z_4 - l_9 - l_8 - l_7);$$

$$EJ \frac{df_4}{dz_4} = -P'_{oy} \frac{z_4^2}{2} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_4 - l_9)^2}{2} + P_{Ey} \frac{(z_4 - l_9 - l_8)^2}{2} + T_3 \frac{(z_4 - l_9 - l_8 - l_7)^2}{2} -$$

$$-G_3 \frac{(z_4 - l_9 - l_8 - l_7)^2}{2} + c_4;$$

$$EJf_4 = -P'_{oy} \frac{z_4^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_4 - \ell_9)^3}{6} + P_{Ey} \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8)^3}{6} + T_3 \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8 - \ell_7)^3}{6} - G_3 \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8 - \ell_7)^3}{6} + c_4 z_4 + D_4.$$

Определим произвольные постоянные:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } z_1 = \ell_9 = z_2; \quad \frac{df_1}{dz_1} = \frac{df_2}{dz_2}; \quad c_1 = c_2 \\ \quad \quad \quad f_1 = f_2; \quad D_1 = D_2 \\ \text{при } z_1 = \ell_9 + \ell_8 = z_3; \quad \frac{df_2}{dz_2} = \frac{df_3}{dz_3}; \quad c_2 = c_3 \\ \quad \quad \quad f_2 = f_3; \quad D_2 = D_3 \\ \text{при } z_3 = \ell_9 + \ell_8 + \ell_7 = z_4; \quad \frac{df_3}{dz_3} = \frac{df_4}{dz_4}; \quad c_3 = c_4 \\ \quad \quad \quad f_3 = f_4; \quad D_3 = D_4 \end{array} \right\} c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c_{IIIy}; \quad D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_{IIIy};$$

$$\text{при } z_2 = \ell_9 + \ell_8 \quad f_2 = 0;$$

$$-P'_{oy} \frac{(\ell_9 + \ell_8)^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{\ell_8^3}{6} + c_{IIIy}(\ell_9 + \ell_8) + D_{IIIy} = 0;$$

$$\text{при } z_4 = \ell_9 + \ell_8 + \ell_7 + \ell_6; \quad f_4 = 0$$

$$-P'_{oy} \frac{(\ell_9 + \ell_8 + \ell_7 + \ell_6)^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(\ell_8 + \ell_7 + \ell_6)^3}{6} + P_{Ey} \frac{(\ell_7 + \ell_6)^3}{6} + (T - G_3) \frac{\ell_6^3}{6} + c_{IIIy}(\ell_9 + \ell_8 + \ell_7 + \ell_6) + D_{IIIy} = 0.$$

Произвольные постоянные  $c_{IIIy}$  и  $D_{IIIy}$  определяются из последних двух выражений

$$c_{IIIy} = \frac{P'_{oy}(\ell_9 + \ell_8 + \ell_7 + \ell_6)^3 + (T'_3 + G'_3)(\ell_8 + \ell_7 + \ell_6)^3 - (-P_{Ey}(\ell_7 + \ell_6)^3 - (T - G_3)\ell_6^3 - P'_{oy}(\ell_8 + \ell_9)^3 - (T'_3 + G'_3)\ell_6^3)}{6(\ell_7 + \ell_6)};$$

$$D_{IIIy} = -P'_{oy} \frac{(\ell_9 + \ell_8)^3}{6} + (T'_3 + G'_3) \frac{\ell_8^3}{6} + \frac{P'_{oy}(\ell_9 + \ell_8 + \ell_7 + \ell_6)^3}{6(\ell_7 + \ell_6)} + \frac{(T'_3 + G'_3)(\ell_8 + \ell_7 + \ell_6)^3 - P_{Ey}(\ell_7 + \ell_6)^3 - (T - G_3)\ell_6^3 - P'_{oy}(\ell_8 + \ell_9)^3 - (T'_3 + G'_3)\ell_6^3}{6(\ell_7 + \ell_6)}.$$

Формулы  $\theta$  и  $f$  в вертикальной плоскости III вала станка 1М63БФ30С1 с ОСУ получают вид:

Первый участок  $0 \leq z_1 \leq \ell_9$ :

$$f_{1y} = \frac{1}{EJ} \left( -P'_{oy} \frac{z_1^3}{6} + c_{IIIy} z_1 + D_{IIIy} \right); \quad \theta_{1y} = \frac{1}{EJ} \left( -P'_{oy} \frac{z_1^2}{2} + c_{IIIy} \right).$$

Второй участок  $0 \leq z_2 \leq \ell_8 + \ell_9$ :

$$f_{2y} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{oy} \frac{z_2^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_3 - \ell_9)^3}{6} + c_{IIIy} z_2 + D_{IIIy} \right];$$

$$\theta_{2y} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{oy} \frac{z_2^2}{2} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_3 - \ell_9)^2}{6} + c_{IIIy} \right].$$

Третий участок  $0 \leq z_3 \leq \ell_7 + \ell_8 + \ell_9$ :

$$f_{3y} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{oy} \frac{z_3^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_3 - \ell_9)^3}{6} + P_{Ey} \frac{(z_3 - \ell_9 - \ell_8)^3}{6} + c_{IIIy} z_3 + D_{IIIy} \right];$$

$$\theta_{3y} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{oy} \frac{z_3^2}{2} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_3 - \ell_9)^2}{2} + P_{Ey} \frac{(z_3 + \ell_9 + \ell_8)^2}{6} + c_{IIIy} \right].$$

Четвертый участок  $0 \leq z_4 \leq \ell_6 + \ell_7 + \ell_8 + \ell_9$ :

$$f_{4y} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{oy} \frac{z_4^3}{6} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_4 - \ell_9)^3}{6} + P_{Ey} \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8)^3}{6} + (T_3 + G_3) \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8 - \ell_7)^3}{6} + c_{IIIy} z_4 + D_{IIIy} \right];$$

$$\theta_{4y} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{oy} \frac{z_4^2}{2} - (T'_3 + G'_3) \frac{(z_4 - \ell_9)^2}{2} + P_{Ey} \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8)^2}{2} + (T_3 + G_3) \frac{(z_4 - \ell_9 - \ell_8 - \ell_7)^2}{6} + c_{IIIy} \right].$$

Далее по аналогичной методике определяются формулы  $\theta$  и  $f$  для горизонтальной плоскости III вала (рисунок 4) главного привода станка 1М63БФ30С1 с оперативной системой управления.

Первый участок  $0 \leq z_1 \leq \ell_9$ :

$$f_{1x} = \frac{1}{EJ} \left( -P'_{ox} \frac{z_1^3}{6} + c_{IIIx} z_1 + D_{IIIx} \right); \quad \theta_{1x} = \frac{1}{EJ} \left( -P'_{ox} \frac{z_1^2}{2} + c_{IIIx} \right).$$

Второй участок  $0 \leq z_2 \leq l_8 + l_9$ :

$$f_{2x} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{ox} \frac{z_2^3}{6} + P'_3 \frac{(z_2 - l_9)^3}{6} + c_{IIIx} z_2 + D_{IIIx} \right];$$

$$\theta_{2x} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{ox} \frac{z_2^2}{2} - P'_3 \frac{(z_2 - l_9)^2}{6} + c_{IIIx} \right].$$

Третий участок  $0 \leq z_3 \leq l_7 + l_8 + l_9$ :

$$f_{3x} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{ox} \frac{z_3^3}{6} + P'_3 \frac{(z_3 - l_9)^3}{6} - P_{Ex} \frac{(z_3 - l_8 - l_9)^3}{6} + c_{IIIx} z_3 + D_{IIIx} \right];$$

$$\theta_{3x} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{ox} \frac{z_3^2}{2} + P'_3 \frac{(z_3 - l_9)^2}{2} - P_{Ex} \frac{(z_3 - l_8 - l_9)^2}{2} + c_{IIIx} \right].$$

Четвертый участок  $0 \leq z_4 \leq l_6 + l_7 + l_8 + l_9$ :

$$f_{4x} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{ox} \frac{z_4^3}{6} - P'_3 \frac{(z_4 - l_9)^3}{6} + P_{Ex} \frac{(z_4 - l_8 - l_9)^3}{6} + P_3 \frac{(z_4 - l_7 - l_8 - l_9)^3}{6} + c_{IIIx} z_4 + D_{IIIx} \right];$$

$$\theta_{4x} = \frac{1}{EJ} \left[ -P'_{ox} \frac{z_4^2}{2} + P'_3 \frac{(z_4 - l_9)^2}{2} - P_{Ex} \frac{(z_4 - l_8 - l_9)^2}{2} + P_3 \frac{(z_4 - l_7 - l_8 - l_9)^2}{2} + c_{IIIx} \right].$$

Аналогично проведенному здесь расчеты, нами рассчитаны прогибов во всех валов главного привода станка 1М63БФ30С1 для различных чисел оборотов его шпинделя.

В таблице 4 внесены значения прогибов валов, там где сидят зубчатые колеса для четырех характерных частот вращения шпинделя для данного станка.

**4. Определение податливостей (жесткостей) деталей и узлов главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ.** Динамическая система приводов станков из-за наличия окружной и распорной сил зубчатых передач является сложной изгибно-крутильной системой. В связи с этим упругие угловые перемещения валов привода сопровождаются изгибом валов, упругим оседанием опор и изгибными и контактными деформациями зубьев колес, что приводит к дополнительным взаимным поворотам зацепляющихся зубчатых колес. Поэтому податливость на кручение ( $e_{кр}$ ) такой системы должна суммироваться с

приведенной эквивалентной крутильной податливостью при изгибе валов и оседании опор ( $e_{экр.изг.}$ ) и собственной податливостью зубчатой передачи ( $e_{зп}$ ), т.е.

$$e = e_{кр} + e_{экр.изг.} + e_{зп}.$$

Вопросам определения податливостей деталей и узлов машин различной конструкции посвящено достаточно много работ [1, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12]. В этих работах приводятся аналитические и эмпирические формулы, полученные на основе теории упругости или экспериментального исследования. При помощи этих формул можно рассчитать податливости деталей и узлов машин-зубчатых колес, валов, муфт, подшипников и т.д.

Одним из основных факторов, определяющих количественный и качественный характер крутильного колебания машин, является податливость её деталей и их соединений. Крутильная податливость вала " $e_{кр}$ " на данном участке называется отношение угла закручивания этого участка " $\varphi$ " к величине скручивающего момента " $M$ ", приложенного на его концах.

$$e_{кр} = \varphi / M, \text{ рад/Нсм.}$$

Податливость есть величина обратная жесткости,  $e = 1/c$ .

Общая крутильная податливость участка вала находится суммированием податливостей элементов, на которые разбивается данный участок вала по его длине [10]

$$e_{кр} = \sum_1^n e_i + \frac{32}{\pi G} \sum_1^{n-1} x_{i,i+1} = \frac{32}{\pi G} \left[ \sum_1^n \frac{k_i l_i}{d_i^4} + \sum_1^{n-1} x_{i,i+1} \right],$$

где  $n$  – число элементов участка вала;  $e_i, l_i$  – податливость и длина  $i$ -го элемента;  $x_{i,i+1}$  – поправка, учитывающая увеличение податливости участка вала за счет таких факторов, как переход от вала к ступице и сопряжение элементов различных диаметров;  $G$  – модуль сдвига материала;  $d_i$  – диаметр  $i$ -того элемента вала в см;  $k_i$  – коэффициент, учитывающий характер соединения и формы вала.

Для стали, в среднем  $\frac{32}{\pi G} = 1,26 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2 / \text{Н}$ . Это есть коэффициент, ха-

рактеризующей упругие свойства материала на кручение. В таблицу 5 внесены значения крутильных податливостей деталей и узлов главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ.

Эквивалентная крутильная податливость от изгиба валов, деформации опор и зубчатых колес главного привода станка 1М63БФ30С1 находилась следующим образом.

**Определение условной (приведенной) нагрузки на подшипниках.** Из-за влияния погрешностей изготовления подшипников и несоосности посадочных мест действительные упругие перемещения в опорах бывают несколько больше расчетных [6]. По этому для компенсации этой разницы нами

при расчете упругих перемещений в опорах вместо усилия, действующего на подшипник, подставляется некоторая ее условная (приведенная) нагрузка, подсчитанная по формуле [6]

$$R=[Pk_k+m(A-S)]k_0k_m,$$

где  $P$  – расчетная радиальная нагрузка, действующая на подшипника, которая представляет собой суммарную опорную реакцию, в  $H$ ;  $A$  – расчетная осевая нагрузка на подшипник,  $H$ ;  $S$  – осевая составляющая реакция наружного кольца подшипника;  $m$  – коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной, этот коэффициент зависит от типа и размера подшипника и выбирается по таблице [6];  $k_k$  – коэффициент, учитывающий, какое кольцо (внутреннее или наружное) вращается;  $k_0$  – коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника и выбирается по таблице [6];  $k_m$  – коэффициент, учитывающий влияние температурного режима на работу подшипника, значения которого приведены в таблице [6].

В качестве примера определи условные нагрузки на подшипниках III вала главного привода рассматриваемого станка при  $n_{\text{шп}}=100$  об/мин.

Таблица 5 – Значения крутильных податливостей динамической модели станка 1М63БФ30С1 с ОСУ

Вал	Усл. обозн. податлив-востп	Частоты вращения шпинделя, $n_{\text{шп}}$ , об/мин								
		12,5	25	50	100	200	315	800	1250	1600
Рем-пер	$e'_{01}$	1798	1798	1798	1798	1798	1798	1798	1798	1798
I	$e'_{12}$	16,0	15,3	17,6	41,2	28,6	35,6	44,4	44,4	41,8
	$e'_{23}$	357,3	357,3	357,3	357,3	357,3	357,3	357,3	357,3	357,3
II	$e'_{34}$	419,6	529,7	584,0	657,5	431,1	583,5	409,5	404,1	412,6
	$e'_{45}$	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1
III	$e'_{56}$	166,5	158,7	248,35	317,0	120,5	123,0	119,0	122,5	135,3
	$e'_{67}$	513,8	513,8	513,8	513,8	513,8	513,8	513,8	513,8	513,8
IV	$e'_{78}$	782,8	715,2	341,5	259,9	783,5	816,7	-	-	-
	$e'_{89}$	216,3	216,2	216,3	216,3	216,3	216,3	-	-	-
V	$e'_{910}$	15,8	16,3	45,4	12,62	0,2	4,4	-	-	-
	$e'_{1011}$	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3
VI	$e'_{1112}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	$e'_{1213}$	6,0	6,1	16,8	5,0	0,2	5,3	6,7	8,2	9,1
VII	$e'_{1314}$	373,5	373,5	373,5	373,5	373,5	373,5	373,5	373,5	373,5

Условные нагрузки на подшипниках III вала при  $n_{\text{шп}}=100$  об/мин. В опорах С и Е третьего вала главного привода станка 1М63БФ30С1 состоят подшипники №7309 и № 218. Подшипник №218 является радиальным однородным шарикоподшипником легкой серии. Для этих подшипников осевая сила

равно нулю, т.е.  $A=0$ .

Полные реакции опор:  $P_c=3445$  Н;  $P_E=11713$  Н.

Осевая составляющая реакция наружного кольца подшипника №7309 равна:  $S_c=1,3P_c \text{tg}\beta=1,3 \cdot 3445 \cdot \text{tg}14^0=1,3 \cdot 3445 \cdot 0,2498=1118$  Н – эта сила передается в опору пятого вала.

Найдем значения условных нагрузок

$$R_c=P_c k_k k_0 k_m = 3445 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 5064 \text{ Н};$$

$$R_E=P_E k_k k_0 k_m = 11713 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 17218 \text{ Н}.$$

Аналогично приведенному здесь расчету определили условные (приведенные) силы, действующие на подшипники других валов главного привода станка 1М63БФ30С1 для различных чисел оборотов его шпинделя. Результаты расчета внесены в таблицу 6.

**5. Податливость (упругие перемещения) опор валов.** Податливость опор, например опор с подшипниками качения определяются суммированием упругих сближений тел качения  $\delta'$  и колец и контактных деформации  $\delta''$  в местах посадки колец на вал и в корпус [6].

В таблицу 7 внесены значения податливостей опор для четырех характерных чисел оборотов шпинделя станка 1М63БФ30С1 с ОСУ.

Таблица 7 – Податливость (упругие перемещения) опор главного привода станка 1М63БФ30С1, мкм

Вал	I	II	III	IV	V	VI	VII
Частота вращ-я шпинделя, об/мин							
50	$\delta_A=23,30$ $\delta_B=28,92$	$\delta_D=45,60$ $\delta_L=38,80$	$\delta_C=49,80$ $\delta_E=106,2$	$\delta_K=25,59$ $\delta_L=28,27$	$\delta_O=96,60$ $\delta_P=69,80$	$\delta_J=187,5$	$\delta_{ш}=11,00$ $\delta_{и}=5,57$
100	$\delta_A=25,44$ $\delta_B=30,44$	$\delta_D=8,46$ $\delta_L=34,19$	$\delta_C=21,01$ $\delta_E=62,13$	$\delta_K=12,78$ $\delta_L=14,13$	$\delta_O=47,42$ $\delta_P=32,79$	$\delta_J=87,00$	$\delta_{ш}=4,99$ $\delta_{и}=2,54$
200	$\delta_A=23,30$ $\delta_B=28,92$	$\delta_D=45,60$ $\delta_L=38,80$	$\delta_C=35,70$ $\delta_E=39,30$	$\delta_K=0$ $\delta_L=0$	$\delta_O=24,67$ $\delta_P=17,47$	$\delta_J=55,80$	$\delta_{ш}=2,76$ $\delta_{и}=1,31$
315	$\delta_A=25,44$ $\delta_B=30,44$	$\delta_D=28,46$ $\delta_L=34,19$	$\delta_C=15,64$ $\delta_E=26,30$	$\delta_K=0$ $\delta_L=0$	$\delta_O=14,25$ $\delta_P=8,68$	$\delta_J=33,80$	$\delta_{ш}=1,38$ $\delta_{и}=0,68$

**6. Перемещения зубчатых колес, вызванные податливостью опор.** Вычисление перемещения зубчатых колес, вызванные податливостью (упругими перемещениями) опор демонстрируем на следующем примере (рисунки 5, 6). Предположим что, в точках С, Д и Е вала с опорами А и В сидят зубчатые колеса и на данный вал действуют силы  $P_i$ . Вследствие сил  $P_i$  опоры А и В будут деформироваться и вал перейдет от положения I в положение II.

Из подобия треугольников  $\Delta A'B''B' \sim \Delta A'D''D'$ ,  $\Delta A'B''B' \sim \Delta A'E''E'$  и  $\Delta A'B''B' \sim \Delta A'C''C'$  можно написать

$$\frac{\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A}{l_2 + l_3} = \frac{\bar{\delta}_D - \bar{\delta}_A}{l_2}, \quad \frac{\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A}{l_2 + l_3} = \frac{\bar{\delta}_E - \bar{\delta}_A}{l_2 + l_3 + l_4}, \quad \frac{\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A}{l_2 + l_3} = \frac{\bar{\delta}_C - \bar{\delta}_A}{l_1},$$

или

$$l_2(\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A) = \bar{\delta}_D(l_2 + l_3) - \bar{\delta}_A(l_2 + l_3);$$

$$(l_2 + l_3 + l_4)(\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A) = \bar{\delta}_E(l_2 + l_3) - \bar{\delta}_A(l_2 + l_3); \quad l_1(\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A) = \bar{\delta}_C(l_2 + l_3) - \bar{\delta}_A(l_2 + l_3).$$

Из последних 3-х уравнений найдем

$$\bar{\delta}_D = (\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A) \frac{l_2}{l_2 + l_3} + \bar{\delta}_A; \quad \bar{\delta}_E = (\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A) \frac{l_2 + l_3 + l_4}{l_2 + l_3} + \bar{\delta}_A;$$

$$\bar{\delta}_C = (\bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A) \frac{l_1}{l_2 + l_3} + \bar{\delta}_A,$$

где  $\bar{\delta}_D$ ,  $\bar{\delta}_E$  и  $\bar{\delta}_C$  – перемещения зубчатых колес (черта показывает векторный характер данной величины), вызванные податливостью опор;  $\bar{\delta}_A = e_{OA} \cdot \bar{R}_A$ ;  $\bar{\delta}_B = e_{OB} \cdot \bar{R}_B$ ;  $\bar{R}_A$ ,  $\bar{R}_B$  – суммарная реакция (условная или приведенная сила) от всех сил на опоре А, В;  $e_{OA}$ ,  $e_{OB}$  – податливость опор А, В.

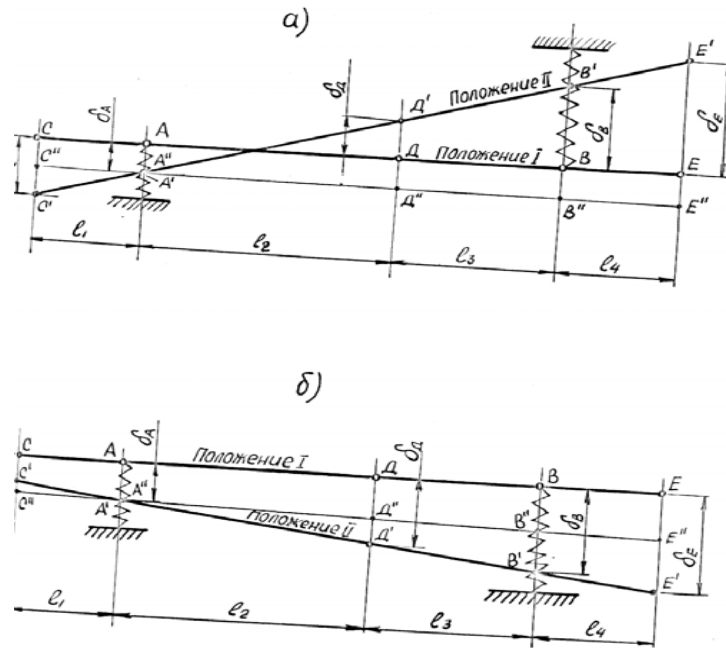


Рисунок 5

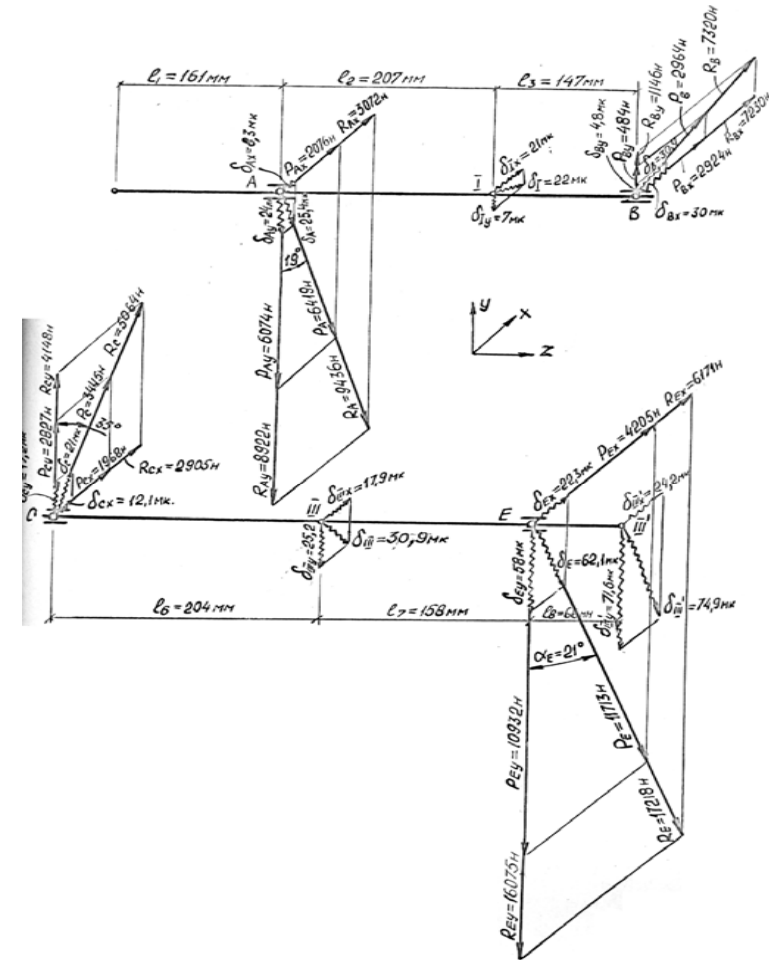


Рисунок 6

В таблицу 8 внесены значения перемещений зубчатых колес для четырех характерных чисел оборотов шпинделя станка 1М63БФ30С1 с ОСУ.

**7. Полные линейные перемещения зубчатых колес.** Полное линейное перемещение  $i$ -го зубчатого колеса определяется по формуле [9]

$$\bar{\Delta}_i = \bar{f}_i + \delta_i,$$

где  $\bar{f}_i$  – перемещение  $i$ -го зубчатого колеса, вызванное прогибом вала;  $\delta_i$  – перемещение  $i$ -го зубчатого колеса, вызванное податливостью опор.



Таблица 8 – Перемещения зубчатых колес, вызванные податливостью опор, станка 1МБЗБФ30С1, мкм

Вал Частота вращ-я шпин- деля, об/мин	I	II	III	IV	V	VI	VII
50	$\delta_{1x}=20,1$ $\delta_{1y}=-6,8$	$\delta_{2x}=-41,3$ $\delta_{2y}=0,5$ $\delta_{2'x}=-43,5$ $\delta_{2'y}=-3,8$	$\delta_{3x}=27,1$ $\delta_{3y}=28,2$ $\delta_{3'x}=23,1$ $\delta_{3'y}=-131,3$	$\delta_{4x}=7,4$ $\delta_{4y}=23,4$ $\delta_{4'x}=14,5$ $\delta_{4'y}=18,8$	$\delta_{5x}=-4,3$ $\delta_{5y}=-170,8$ $\delta_{5'x}=8,2$ $\delta_{5'y}=-115,8$	$\delta_{6x}=155,6$ $\delta_{6y}=-105,0$	$\delta_{7x}=-5,9$ $\delta_{7y}=-1,7$
100	$\delta_{1x}=21,0$ $\delta_{1y}=-7,0$	$\delta_{2x}=-31,8$ $\delta_{2y}=0,0$	$\delta_{3x}=17,9$ $\delta_{3y}=-25,2$ $\delta_{3'x}=24,2$ $\delta_{3'y}=-71,6$	$\delta_{4x}=3,5$ $\delta_{4y}=11,7$ $\delta_{4'x}=7,2$ $\delta_{4'y}=9,5$	$\delta_{5x}=4,4$ $\delta_{5y}=-84,2$ $\delta_{5'x}=6,1$ $\delta_{5'y}=-56,0$	$\delta_{6x}=72,2$ $\delta_{6y}=-48,7$	$\delta_{7x}=-2,6$ $\delta_{7y}=-1,0$
200	$\delta_{1x}=20,1$ $\delta_{1y}=-6,8$	$\delta_{2x}=-41,3$ $\delta_{2y}=0,5$ $\delta_{2'x}=-43,5$ $\delta_{2'y}=-3,8$	$\delta_{3x}=29,7$ $\delta_{3y}=4,7$ $\delta_{3'x}=21,4$ $\delta_{3'y}=-41,4$	$\delta_i=0$	$\delta_{5x}=-1,5$ $\delta_{5y}=-37,8$ $\delta_{5'x}=4,9$ $\delta_{5'y}=-24,8$	$\delta_{6x}=45,2$ $\delta_{6y}=-32,8$	$\delta_{7x}=-1,2$ $\delta_{7y}=-0,4$
315	$\delta_{1x}=21,0$ $\delta_{1y}=-7,0$	$\delta_{2x}=-31,8$ $\delta_{2y}=0,0$	$\delta_{3x}=20,5$ $\delta_{3y}=-0,9$ $\delta_{3'x}=27,5$ $\delta_{3'y}=-9,2$	$\delta_i=0$	$\delta_{5x}=12,9$ $\delta_{5y}=-7,8$ $\delta_{5'x}=7,1$ $\delta_{5'y}=-7,6$	$\delta_{6x}=27,7$ $\delta_{6y}=-19,3$	$\delta_{7x}=-0,7$ $\delta_{7y}=-0,03$

В таблице 9 внесены значения полных линейных перемещений зубчатых колес главного привода токарного патронно-центрального станка 1МБЗБФ30С1 с оперативной системой управления.

Таблица 9 – Полные линейные перемещения зубчатых колес главного привода станка 1МБЗБФ30С1, мкм

Вал Частота вращ-я шпин- деля, об/мин	I	II	III	IV	V	VI	VII
50	$\Delta_{1x}=66,1$ $\Delta_{1y}=15,7$	$\Delta_{2x}=-78,91$ $\Delta_{2y}=8,9$ $\Delta_{2'x}=-110,2$ $\Delta_{2'y}=-6,4$	$\Delta_{3x}=147,1$ $\Delta_{3y}=102,5$ $\Delta_{3'x}=10,1$ $\Delta_{3'y}=301,3$	$\Delta_{4x}=48,6$ $\Delta_{4y}=48,7$ $\Delta_{4'x}=126,5$ $\Delta_{4'y}=75,1$	$\Delta_{5x}=-25,3$ $\Delta_{5y}=-278,8$ $\Delta_{5'x}=2,6$ $\Delta_{5'y}=-219,6$	$\Delta_{6x}=164,2$ $\Delta_{6y}=-113,4$	$\Delta_{7x}=-7,33$ $\Delta_{7y}=-1,6$
100	$\Delta_{1x}=66,0$ $\Delta_{1y}=143,0$	$\Delta_{2x}=-54,2$ $\Delta_{2y}=0$	$\Delta_{3x}=62,9$ $\Delta_{3y}=46,8$ $\Delta_{3'x}=-0,8$ $\Delta_{3'y}=-153,6$	$\Delta_{4x}=24,1$ $\Delta_{4y}=25,0$ $\Delta_{4'x}=63,2$ $\Delta_{4'y}=40,4$	$\Delta_{5x}=-6,1$ $\Delta_{5y}=-139,0$ $\Delta_{5'x}=3,6$ $\Delta_{5'y}=-107,9$	$\Delta_{6x}=75,6$ $\Delta_{6y}=-51,1$	$\Delta_{7x}=-3,2$ $\Delta_{7y}=1,0$
200	$\Delta_{1x}=66,1$ $\Delta_{1y}=15,7$	$\Delta_{2x}=-78,91$ $\Delta_{2y}=8,9$ $\Delta_{2'x}=-110,2$ $\Delta_{2'y}=-6,4$	$\Delta_{3x}=149,1$ $\Delta_{3y}=104,7$ $\Delta_{3'x}=8,4$ $\Delta_{3'y}=-211,4$	$\Delta_i=0$	$\Delta_{5x}=-9,9$ $\Delta_{5y}=-36,7$ $\Delta_{5'x}=-96,1$ $\Delta_{5'y}=12,9$	$\Delta_{6x}=47,1$ $\Delta_{6y}=-34,9$	$\Delta_{7x}=-1,6$ $\Delta_{7y}=-0,4$
315	$\Delta_{1x}=66,0$ $\Delta_{1y}=143,0$	$\Delta_{2x}=-54,2$ $\Delta_{2y}=0$	$\Delta_{3x}=62,9$ $\Delta_{3y}=71,1$ $\Delta_{3'x}=2,5$ $\Delta_{3'y}=-91,2$	$\Delta_i=0$	$\Delta_{5x}=8,8$ $\Delta_{5y}=-7,3$ $\Delta_{5'x}=-43,4$ $\Delta_{5'y}=11,2$	$\Delta_{6x}=28,7$ $\Delta_{6y}=-20,3$	$\Delta_{7x}=-0,9$ $\Delta_{7y}=-0,2$

**8. Относительное смещение и взаимный угол поворота зацепляющихся зубчатых колес.** Относительное смещение двух зацепляющихся зубчатых колес  $i$  и  $i+1$  равно  $\bar{\Delta}_{i,i+1} = \bar{\Delta}_i - \bar{\Delta}_{i+1}$ .

Взаимный угол поворота двух зацепляющихся зубчатых колес, вызванный относительным смещением на величину  $\bar{\Delta}_{i,i+1}$ , приведенный к  $i$ -му колесу, определяется по формуле [9]

$$\alpha_i = \frac{\Delta_{i,i+1}^t + \Delta_{i,i+1}^r \operatorname{tg}(a + \gamma)}{R_i},$$

где  $\Delta_{i,i+1}^t$  и  $\Delta_{i,i+1}^r$  – тангенциальная и радиальная проекция вектора  $\bar{\Delta}_{i,i+1}$ ;  $R_i$  – радиус начальной окружности зубчатого колеса,  $a$  – угол зацепления;  $\gamma$  – угол трения.

В таблицу 10 внесены значения относительных смещений и взаимный угол поворота зацепляющихся зубчатых колес главного привода станка 1МБЗБФ30С1 с ОСУ для четырех характерных чисел оборотов его шпинделя.

**9. Эквивалентная крутильная податливость от изгиба валов, деформаций опор и зубчатых передач.** Эквивалентная крутильная податливость находится следующей формулой:

$$e_{экв} = e_{экр.изг} + e_{экр.оп},$$

где  $e_{экр.изг}$  – эквивалентная крутильная податливость при изгибе валов и деформаций опор;  $e_{экр.оп}$  – податливость зубчатой передачи,

$$e_{экр.изг} = \alpha_i / M_i.$$

здесь  $M_i$  – передаваемый колесам расчетный крутящий момент;  $\alpha_i$  – взаимный угол поворота зубчатых колес. В таблицу 10 внесены значения эквивалентной крутильной податливости главного привода станка 1МБЗБФ30С1 с ОСУ при частоте вращения шпинделя  $n_{шпд}=200$  об/ми, а в таблицу 11 внесены те же параметры станка для всех частот вращения его шпинделя. В этих таблицах не учтены податливостей и моменты инерции электродвигателя и ременной передачи.

Таким образом, в результате расчета и приведения распределенных и сосредоточенных масс движущихся деталей к сосредоточенным, а также под считывая изгибно-крутильные податливости деталей и их соединений, получены динамические модели патронно-центрального станка 1МБЗБФ30С1 с оперативной системы управления (рисунки 7 и 8).

### Выводы.

1. Приводя распределенные и сосредоточенные массы деталей к сосредоточенным, а также подсчитывая изгибно-крутильную податливость деталей и их соединений, получены динамические модели главного привода (коробка скоростей и коробка подач) токарного патронно-центрального станка 1МБЗБФ30С1 с оперативной системой управления (ОСУ). Динамическая

модель главного привода данного станка при  $n_{\text{шп}}=12,5; 50; 200$  и  $315$  об/мин, состоит из 14 сосредоточенных масс, при  $n_{\text{шп}}=800; 1250$  и  $1600$  об/мин, состоит из 10 сосредоточенных масс.

Таблица 10 – Относительное смещение и взаимный угол поворота зацепляющихся зубчатых колес станка 1М63БФ30С1, мкм и  $10^{-4}$  радиан

Частота вращения шпинделя, об/мин	Вал	Частоты вращения шпинделя, $n_{\text{шп}}$ , об/мин						
		I	II	III	IV	V	VI	VII
50		$\Delta_{1,2}^i = 145,0$	$\Delta_{2,3}^i = -257,3$	$\Delta_{3,4}^i = -38,5$	$\Delta_{4,5}^i = 151,8$	$\Delta_{5,6}^i = -162,2$	$\Delta_{6,7}^i = 171,5$	$\Delta_{1,2}^i = 145,0$
		$\Delta_{1,2}^z = 2,4$	$\Delta_{2,3}^z = -39,7$	$\Delta_{3,4}^z = -129,9$	$\Delta_{4,5}^z = 128,8$	$\Delta_{5,6}^z = -40,6$	$\Delta_{6,7}^z = -40,7$	$\Delta_{1,2}^z = 2,4$
		$\alpha_1 = 19,0$	$\alpha_2 = -62,0$	$\alpha_3 = -28,0$	$\alpha_4 = 46,8$	$\alpha_5 = -24,5$	$\alpha_6 = 10$	$\alpha_1 = 19,0$
100		$\Delta_{1,2}^i = 120,2$	$\Delta_{2,3}^i = -117,1$	$\Delta_{3,4}^i = -24,9$	$\Delta_{4,5}^i = 69,3$	$\Delta_{5,6}^i = -62,0$	$\Delta_{6,7}^i = 78,8$	$\Delta_{1,2}^i = 120,2$
		$\Delta_{1,2}^z = 52,1$	$\Delta_{2,3}^z = -17,0$	$\Delta_{3,4}^z = -65,0$	$\Delta_{4,5}^z = 65,3$	$\Delta_{5,6}^z = -21,7$	$\Delta_{6,7}^z = -18,2$	$\Delta_{1,2}^z = 52,1$
		$\alpha_1 = 24$	$\alpha_2 = -26,0$	$\alpha_3 = -15,0$	$\alpha_4 = -22,0$	$\alpha_5 = -10,0$	$\alpha_6 = 5,0$	$\alpha_1 = 24$
200		$\Delta_{2,3}^i = 145,0$	$\Delta_{2,3}^i = -257,3$	$\Delta_{3,4}^i = 18,3$	$\Delta_{4,5}^i = 0$	$\Delta_{5,6}^i = -143,2$	$\Delta_{6,7}^i = 48,7$	$\Delta_{2,3}^i = 145,0$
		$\Delta_{2,3}^z = 2,4$	$\Delta_{2,3}^z = -39,7$	$\Delta_{3,4}^z = -68,0$	$\Delta_{4,5}^z = 0$	$\Delta_{5,6}^z = 18,3$	$\Delta_{6,7}^z = -12,6$	$\Delta_{2,3}^z = 2,4$
		$\alpha_1 = 19,0$	$\alpha_1 = -62,0$	$\alpha_3 = -7,5$	$\alpha_4 = 0$	$\alpha_5 = -16,0$	$\alpha_6 = 3,0$	$\alpha_1 = 19,0$
315		$\Delta_{2,3}^i = 120,2$	$\Delta_{2,3}^i = -117,1$	$\Delta_{3,4}^i = -6,3$	$\Delta_{4,5}^i = 0$	$\Delta_{5,6}^i = -72,1$	$\Delta_{6,7}^i = 29,6$	$\Delta_{2,3}^i = 120,2$
		$\Delta_{2,3}^z = 52,1$	$\Delta_{2,3}^z = -17,0$	$\Delta_{3,4}^z = -30,6$	$\Delta_{4,5}^z = 0$	$\Delta_{5,6}^z = 12,0$	$\Delta_{6,7}^z = -7,3$	$\Delta_{2,3}^z = 52,1$
		$\alpha_1 = 24,0$	$\alpha_2 = -26,0$	$\alpha_3 = -6,0$	$\alpha_4 = 0$	$\alpha_5 = -8,4$	$\alpha_6 = 1,5$	$\alpha_1 = 24,0$

Таблица 11 – Эквивалентная крутильная податливость от изгиба валов, деформации опор и зубчатых передач станка 1М63БФ30С1 с ОСУ,  $10^{-7}$  рад/Нм

Вал	Усл. обозн. податливости	Частоты вращения шпинделя, $n_{\text{шп}}$ , об/мин								
		2,5	25	50	100	200	315	800	1250	1600
I и II	$e_{\text{Э1}}$	16,0	15,29	17,6	41,14	28,6	35,63	44,4	44,4	41,8
II и III	$e_{\text{Э2}}$	419,6	529,7	584,0	657,48	431,1	583,5	409,5	440,1	412,5
III и IV	$e_{\text{Э3}}$	166,5	158,7	248,35	316,98	120,5	123,0	119,0	122,5	135,3
IV и V	$e_{\text{Э4}}$	782,8	715,2	341,5	258,95	783,5	816,7	-	-	-
V и VI	$e_{\text{Э5}}$	15,8	16,32	45,4	12,62	0,2	4,5	-	-	-
VI и VII	$e_{\text{Э7}}$	6,0	6,041	16,84	4,95	0,15	5,32	6,7	8,24	9,1

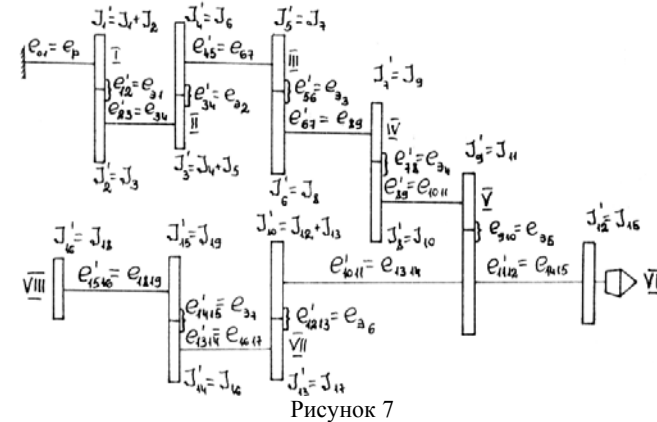


Рисунок 7

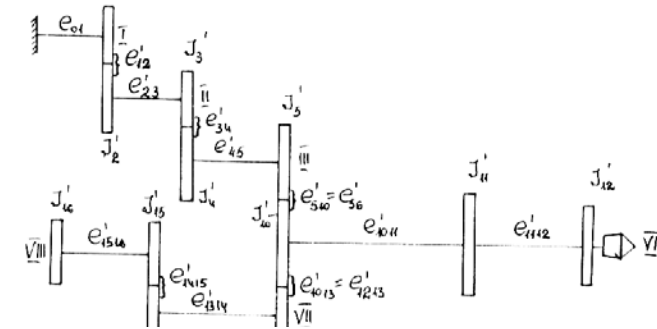


Рисунок 8

2. Чистая податливость на кручение валов главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ составляет всего 50,8% от общей суммарной податливости системы. При этом приведенная к крутильной податливости изгиб валов, деформации опор и зубчатых передач составляют 21,2%, а приведенные к крутильной податливости контактные деформации шпоночных и шлицевых соединений составляет 28,0%.

3. Из анализа общего баланса крутильной податливости главного привода станка 1М63БФ30С1 с ОСУ можно сделать вывод о том, что при составлении динамической модели сложных зубчатых передач наряду с чистой податливостью на кручение вращающихся деталей необходимо также учитывать приведенные к крутильной податливости изгиб валов, деформации опор, зубчатых колес, шпоночных и шлицевых соединений.

Список литературы: 1. Агаев Ф.Ф. Упругие динамические нагрузки приводов машин // Труды международной конференции "Научно-технический прогресс и современная авиация". – Баку, 2009 – Т. II. – С.151-155. 2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Гостехиздат, 1958. 3. Вейц В.Л., Кочура

А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352с.  
4. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 198с. 5. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машгиз, 1967. – 359с. 6. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с. 7. Маслов В.С. Расчеты колебаний валов. – М.: Машиностроение, 1980. – 151с. 8. Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1962. – 111с. 9. Ривин Е.И. Динамика приводов машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 204с. 10. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с. 11. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.239-248. 12. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация электромеханических система приводов машин по коэффициенту динамичности // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2008. – №28. – С.70-83.

Поступила в редколлегию 21.05.09

УДК 621.833

**В.Е. СТАРЖИНСКИЙ**, д.т.н., ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси  
**А.М. ГОМАН**, к.т.н., ОИМ НАН Беларуси  
**В.Ф. ХИЖЕНОК**, научный сотр. ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси  
**Е.М. ПЕТРКОВЕЦ**, научный сотр. ИММС им. В.А. Белого НАН Беларуси

### **ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПЛАСТМАССОВЫМИ КОЛЕСАМИ: ПРОГРАММА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

The PC-aided software for projection of drive with plastic gears is presented. Computation algorithm of basic parameters of gear pairs, gears, and mold dies for plastic cylindrical and bevel gears is suggested. Depending on purpose of computation and existence of initial data one can fulfill or projecting strength design of new gear drive or make checking strength calculation for existing one. The procedure of projection strength design; calculation of gear pair and gear nominal dimensions and geometrical parameters; assignment of accuracy modes; checking guaranteed quality ratio and calculation of measured parameters taken into account appointed tolerances; computation of mold die geometrical parameters; checking strength design. Software contents, peculiarities and operations are considered too.

**Постановка задачи.** Методические основы автоматизированного расчета формующего инструмента для изготовления пластмассовых зубчатых колес, заложенные в работах авторов [1], затем получили развитие в части автоматизации расчета профиля зубчатого венца формообразующих матриц [2, 3] и последующего создания программных продуктов для расчета прямозубых и косозубых цилиндрических пластмассовых зубчатых колес и формообразующих матриц по заказу фирмы "Полиформ" (г. Москва, преемник – инженерная фирма "АБ Универсал"). В оболочке DOS были созданы программы, позволяющие по параметрам, указанным в чертеже зубчатого колеса, рассчитывать геометрические параметры и показатели точности зубчатой матрицы при наличии разных исходных данных – по интервалу усадки (программа "Intus"), по размерам имитаторов ("Imitat"), специальная программа

для расчета косозубых колес ("Helius") и программа для корректировки геометрических параметров матриц по результатам измерения опытной партии зубчатых колес ("Kormat") [3-5]. Основные особенности расчета по программам были изложены в руководящем техническом материале<sup>1</sup>.

Дальнейшее совершенствование этого программного продукта определялось задачами и требованиями потребителей.

По заказу Корейского Института науки и технологии (KIST) разработана и передана заказчику англоязычная версия программы. Для Оскольского электрометаллургического комбината произведена модернизация программы с целью возможности ее применения для расчета стандартных мелко модульных зубчатых колес и выполнен комплекс работ по расшифровке, расчету, подготовке производства, анализу точности и выпуску опытно-промышленных партий пластмассовых зубчатых колес ( $m=0.3-0.45$  мм;  $z=14-43$ ) для комплектации привода компенсографа 7ND2021 [6]. Дальнейшее развитие программы привело к созданию совместно с KIST программных продуктов P-GEAR и P-GRUN, обеспечивающих, кроме расчета матриц, расчет зубчатых передач с возможностью корректировки стандартных параметров, наличием базы данных и анимационной модели зубчатого зацепления [7]. Краткое описание возможностей программ "P-GEAR" и "P-GRUN" приведено в работе [8].

Настоятельная потребность в совершенствовании программ в части, касающейся создания объемных моделей проектируемых объектов, имитации и анимации процессов изготовления, взаимодействия зубчатых колес в передаче и т.д. привела авторов к необходимости разработки программного продукта, совместимого с универсальными программами типа Solid Works, ProEngineer, MachinWin и др. Разработка такой программы была выполнена совместно со специалистами производственно-технического центра ТНП ОАО "ПАТЕП" (г. Серпухов) при участии Московского представительства фирмы Solid Works.

Работы по автоматизации расчетов конических передач с пластмассовыми колесами были начаты в 2002 году, первые результаты были опубликованы в работе [9], дальнейшее развитие это направление получило в работах [10-12].

При построении 3-D модели конического зубчатого колеса основное внимание было обращено на выбор алгоритма построения профилей зубчатого венца, который обеспечивал бы приемлемую точность расчета, принимая во внимание наличие погрешностей, появляющихся при развертке на плоскость реального профиля сферической эвольвенты, расположенной на дополнительных внешнем и внутреннем конусах конического зубчатого колеса. были рассмотрены вопросы подготовки исходных данных для построения 3-D модели – порядок построения линий, образованных сечением поверхности дополнительного конуса плоскостью, перпендикулярной образующей конуса вершин и получены формулы для расчета радиуса аппроксимирующих окружностей при

<sup>1</sup> Колеса зубчатые из пластмасс. Расчет размеров и точностных параметров формующих матриц. Конструирование литьевых форм. РТМ-0-01-83. Гомель, ИММС АН БССР.