

Поочередно мысленно переносим ребра исходного графа на производный граф и получаем кратчайшие замкнутые контуры, для которых составляем соотношения допусков размеров цепи:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\geq \gamma_1 + \beta_2 + \beta_1 & (1) & \quad \alpha_7 \geq \beta_1 + \beta_3 & (7) & \quad \rho_{13} = \gamma_3 + \gamma_2 & (13) \\ \alpha_2 &\geq \gamma_4 & (2) & \quad \alpha_9 \geq \beta_8 & (8) & \quad \rho_{14} = \gamma_2 + \gamma_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 & (14) \\ \alpha_3 &\geq \gamma_5 & (3) & \quad \alpha_{10} \geq \gamma_9 & (9) & \quad \rho_{15} = \gamma_6 + \gamma_1 + \beta_2 + \beta_5 & (15) \\ \alpha_4 &\geq \gamma_3 & (4) & \quad \alpha_{11} \geq \gamma_{10} & (10) & \quad \rho_{16} = \gamma_7 + \gamma_1 + \beta_2 + \beta_6 & (16) \\ \alpha_5 &\geq \gamma_3 + \gamma_6 & (5) & \quad \rho_{11} = \beta_2 + \gamma_1 & (11) & \quad \rho_{17} = \beta_7 & (17) \\ \alpha_6 &\geq \gamma_6 + \gamma_7 & (6) & \quad \rho_{12} = \gamma_4 + \gamma_1 & (12) & \quad \rho_{18} = \gamma_7 & (18) \end{aligned}$$

Далее по таблицам средней экономической точности выбираются допуски технологических размеров γ_i и проверяются условия (1-10). Если данные условия выполняются, то техпроцесс приемлем для обеспечения точности угловых размеров вокруг оси X. По остальным уравнениям можно вычислить погрешности перекосов ρ_i , определяющие неравномерность припусков.

Таким образом, размерный анализ техпроцессов позволяет оценить приемлемость разработанного техпроцесса для достижения точности размеров детали ещё до запуска её в производство и тем самым повысить качество проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Махаринский Е.И., Горохов В.А. Основы технологии машиностроения. – Мн.: выш. шк., 1997.
2. Проектирование технологии: Учебник. Под общ. ред. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1990.
3. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник для вузов - М.: Машиностроение, 1986.

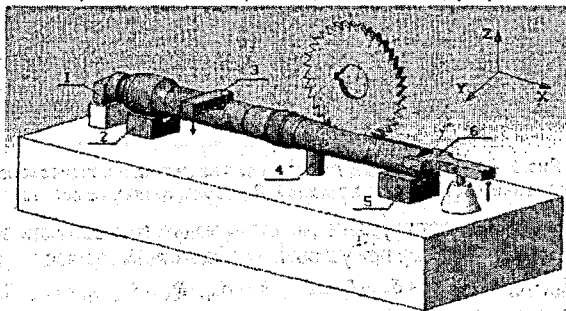
УДК 693.22.004.18

Шипуль В. Н.

Научный руководитель: доцент Медведев О. А.

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ МЕТОДОМ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Целью данной работы является усовершенствование метода расчета сил зажима, которые будут достаточными для сохранения полного контакта технологических баз с установочными поверхностями приспособления и равновесия детали в процессе ее обработки.



- 1 - прижим (эксцентрико-клиновый механизм); 2 - призма; 3 - прихват, действующий от пневмопривода; 4 - промежуточная опора, которая подводится через клиновый механизм; 5 - призма;

Рис. 1. Схема установки детали при фрезеровании паза

Обычно этот расчет ведется из условия статического равновесия детали при действии на нее сил резания, зажима, реакций опор, сил трения и моментов от этих сил. Однако в конструкциях реальных приспособлений часто используют несколько опор (основных и подводимых) и прижимов, реакции которых дополнительно компенсируют внешние воздействия и позволяют уменьшить требуемые силы зажима. При этом равновесие детали достигается в статически неопределимой системе (число реакций превышает число уравнений статики), и решить эту задачу обычным способом (без упрощений) нельзя. Упрощение расчетной схемы приводит в свою очередь к завышенным значениям требуемых сил зажима и, как следствие, к увеличению размеров приводов зажимных устройств и металлоемкости приспособления.

Для раскрытия статической неопределенности можно воспользоваться методом перемещений [1], который учитывает деформации детали под действием внешних сил и реакций. Целесообразность такого подхода к решению задачи по определению сил зажима выясним на примере приспособления, изображенного на рисунке 1.

Для составления уравнений совместности деформаций необходимо из статически неопределимой системы получить статически определимую (рисунок 2), отбросив "лишние" опоры. Эта система будет эквивалентна изначальной, если отброшенные опоры заменить их реакциями.

Система на рисунке 1 имеет 6 связей: в общем случае 18 составляющих реакций и 6 уравнений равновесия. То есть система статически неопределима.

Характерной особенностью рассматриваемой системы является отсутствие реакций в направлении оси Y . Это связано с тем, что при фрезеровании дисковой фрезой составляющая силы резания P_y отсутствует, а также паз симметричен относительно оси вала и поверхность установочных элементов. Тогда получаем 12 неизвестных реакций в плоскости XZ и 4 уравнения статики.

Кроме того, нас интересуют зажимные устройства с механизированными приводами, правильность выбора которых будет уточнена при решении данной задачи. Имеется три таких механизма - 3, 4, 6 (рисунок 1), которые дают реакции в направлении оси Z . При этом получаем: в направлении оси Z имеем 6 реакций, 2 уравнения равновесия статики, следовательно, степень статической неопределенности равна 4, что говорит о необходимости составления 4 дополнительных канонических уравнения метода перемещений.

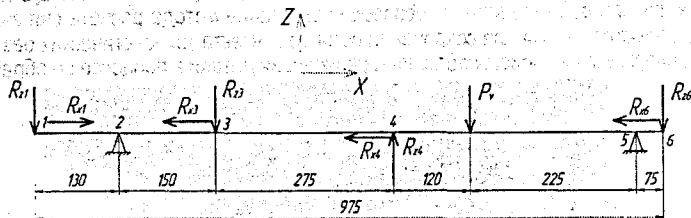


Рис. 2. Расчетная схема действия сил на деталь в приспособлении
 R_d - вертикальные составляющие реакций; R_{x1} - горизонтальные составляющие реакций

Тогда система канонических уравнений, отражающих совместность деформаций детали в точках отброшенных опор при условии их абсолютной жесткости, примет вид:

$$\begin{cases} \delta_{z1x1} \cdot R_{x1} + \delta_{z1x3} \cdot R_{x3} + \delta_{z1x4} \cdot R_{x4} + \delta_{z1x6} \cdot R_{x6} + \delta_{z1z1} \cdot R_{z1} + \delta_{z1z3} \cdot R_{z3} + \delta_{z1z4} \cdot R_{z4} + \delta_{z1z6} \cdot R_{z6} + \Delta_{z1P} = 0; \\ \delta_{z3x1} \cdot R_{x1} + \delta_{z3x3} \cdot R_{x3} + \delta_{z3x4} \cdot R_{x4} + \delta_{z3x6} \cdot R_{x6} + \delta_{z3z1} \cdot R_{z1} + \delta_{z3z3} \cdot R_{z3} + \delta_{z3z4} \cdot R_{z4} + \delta_{z3z6} \cdot R_{z6} + \Delta_{z3P} = 0; \\ \delta_{z4x1} \cdot R_{x1} + \delta_{z4x3} \cdot R_{x3} + \delta_{z4x4} \cdot R_{x4} + \delta_{z4x6} \cdot R_{x6} + \delta_{z4z1} \cdot R_{z1} + \delta_{z4z3} \cdot R_{z3} + \delta_{z4z4} \cdot R_{z4} + \delta_{z4z6} \cdot R_{z6} + \Delta_{z4P} = 0; \\ \delta_{z6x1} \cdot R_{x1} + \delta_{z6x3} \cdot R_{x3} + \delta_{z6x4} \cdot R_{x4} + \delta_{z6x6} \cdot R_{x6} + \delta_{z6z1} \cdot R_{z1} + \delta_{z6z3} \cdot R_{z3} + \delta_{z6z4} \cdot R_{z4} + \delta_{z6z6} \cdot R_{z6} + \Delta_{z6P} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

где δ_{ij} - перемещение по направлению i -й реакции, вызванное силой равной единице, действующей по направлению j -й реакции; Δ_{iP} - перемещение по направлению i -й реакции, вызванное действием внешней нагрузки.

Учитывая, что в рассматриваемой системе отсутствуют деформации кручения, получаем:

$$\delta_{i2j} = \delta_{j2i} = 0 \quad (2)$$

Тогда система канонических уравнения метода перемещений примет вид:

$$\begin{cases} \delta_{2121} \cdot R_{21} + \delta_{2123} \cdot R_{23} + \delta_{2124} \cdot R_{24} + \delta_{2126} \cdot R_{26} + \Delta_{21P} = 0; \\ \delta_{2321} \cdot R_{21} + \delta_{2323} \cdot R_{23} + \delta_{2324} \cdot R_{24} + \delta_{2326} \cdot R_{26} + \Delta_{23P} = 0; \\ \delta_{2421} \cdot R_{21} + \delta_{2423} \cdot R_{23} + \delta_{2424} \cdot R_{24} + \delta_{2426} \cdot R_{26} + \Delta_{24P} = 0; \\ \delta_{2621} \cdot R_{21} + \delta_{2623} \cdot R_{23} + \delta_{2624} \cdot R_{24} + \delta_{2626} \cdot R_{26} + \Delta_{26P} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

В соответствии с теоремой о взаимности перемещений коэффициенты канонических уравнений, расположенные симметрично относительно главной диагонали, равны между собой:

$$\delta_{ij} = \delta_{ji}$$

Для определения параметров δ_{ij} , Δ_{iP} воспользуемся формулой Мора:

$$\delta_{ij} = \sum_0^l \bar{M}_i \cdot \frac{\bar{M}_j \cdot dx}{E \cdot I} + \sum_0^l \bar{Q}_i \cdot \frac{\bar{Q}_j \cdot dx}{G \cdot F} \cdot \mu + \sum_0^l \bar{N}_i \cdot \frac{\bar{N}_j \cdot dx}{E \cdot F} \quad (4)$$

где $\bar{M}(x)$, $\bar{Q}(x)$, $\bar{N}(x)$ - выражения для моментов, нормальных и поперечных сил от нагрузок как функции координаты X произвольного сечения; E , G - модули упругости при растяжении и сдвиге; F - площадь поперечного сечения участка системы (принимая постоянную на всей длине заготовки); I - длина участка вала; μ - коэффициент Пуассона; I - момент инерции сечения.

На основании предварительных расчетов установлено, что деформации растяжения-сжатия и сдвига составляют малую долю от деформаций изгиба, поэтому в дальнейших расчетах ими пренебрегаем.

Построим эпюры от действия единичных сил и внешних нагрузок в направлении каждой из реакций вдоль оси Z :

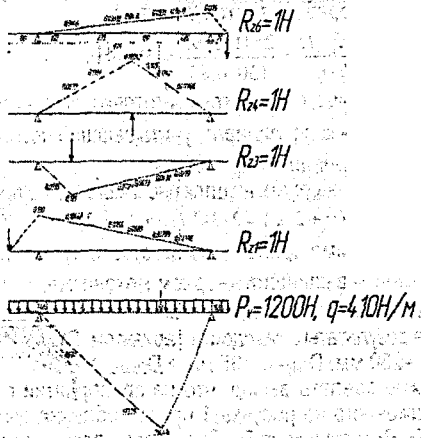


Рис. 3. Эпюры изгибающих моментов, Н·м
q - распределенный вес заготовки, Н/м

Тогда перемещения от действия единичных сил равны:

$$\delta_{z1z1} = \delta_{z1z1} = \sum_0^l \frac{\overline{M}_{1z} \cdot \overline{M}_{1z}}{E \cdot I} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^8 \cdot 2,01 \cdot 10^6} \left(\frac{1}{2} \cdot 0,13 \cdot 10^3 \cdot 130 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,13 \cdot 10^3 + \frac{1}{2} \cdot 0,13 \cdot 10^3 \cdot 770 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,13 \cdot 10^3 \right) = 1,201 \cdot 10^{-5} \text{ мм};$$

$$\delta_{z1z3} = \delta_{z3z1} = -0,863 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \delta_{z1z4} = \delta_{z4z1} = 1,109 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \delta_{z1z6} = \delta_{z6z1} = 0,296 \cdot 10^{-5} \text{ мм};$$

$$\delta_{z3z3} = 0,890 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \delta_{z3z4} = \delta_{z4z3} = -1,2 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \delta_{z3z6} = \delta_{z6z3} = -0,3296 \cdot 10^{-5} \text{ мм};$$

$$\delta_{z4z4} = \delta_{z4z4} = 2,205 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \delta_{z4z6} = \delta_{z6z4} = 0,674 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \delta_{z6z6} = 0,3754 \cdot 10^{-5} \text{ мм}.$$

Перемещения от действия P_V и q :

$$\Delta_{z1P} = \sum_0^l \frac{\overline{M}_{1z} \cdot M_P}{E \cdot I} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^8 \cdot 2,01 \cdot 10^6} \left(\frac{1}{3} \cdot 3,465 \cdot 10^3 \cdot 130 \cdot \frac{3}{4} \cdot 0,130 \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 214,414 \cdot 10^3 \cdot 545 \cdot (0,03799 \cdot 10^3 + 0,0345 \cdot 10^3) - \frac{2}{3} \cdot 214,414 \cdot 10^3 \cdot 225 \cdot 0,02378 \cdot 10^3 \right) =$$

$$= -1515,62 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \Delta_{z3P} = 1507,42 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \Delta_{z4P} = -2866,05 \cdot 10^{-5} \text{ мм}; \quad \Delta_{z6P} = -1078,31 \cdot 10^{-5} \text{ мм}.$$

Подставим полученные коэффициенты в систему канонических уравнений (3) и решим ее, используя пакет Mathematica: $R_{z1}=373,55 \text{ Н}$, $R_{z3}=442,38 \text{ Н}$, $R_{z4}=987,55 \text{ Н}$, $R_{z6}=1194,51 \text{ Н}$.

Для обеспечения надежности зажима заготовки, необходимо учесть коэффициент запаса - k . Этот коэффициент учитывает изменения условий в процессе обработки: прогрессирующее затупление инструмента, неравномерность припусков, неоднородность материала заготовки и так далее. Расчет этого коэффициента ведем по методике, изложенной в [2]: $K=3,46$.

Умножив полученные значения реакций на коэффициент запаса, получим: $R_{z1}=1292 \text{ Н}$, $R_{z3}=1531 \text{ Н}$, $R_{z4}=3417 \text{ Н}$, $R_{z6}=4133 \text{ Н}$. Используя известные реакции, решаем статически определимую задачу и находим: $R_{z2}=1160 \text{ Н}$, $R_{z5}=3579 \text{ Н}$.

Таким образом, сила, которую необходимо передать пневмоцилиндру на прихват 3, учитывая, что одновременно обрабатывается 2 детали:

$$P_3 \geq 2 \cdot R_{z3} = 2 \cdot 1531 = 3062 \text{ Н} \quad (5)$$

Диаметр поршня пневмоцилиндра [2]: $D_{п3} \geq 95,8 \text{ мм}$, принимаем $D_{п3} = 100 \text{ мм}$.

Сила, которую необходимо создать на штоке пневмоцилиндра рычага-прихвата 6, учитывая, что одновременно обрабатывается 2 детали:

$$P_6 \geq \frac{2 \cdot P'_6 \cdot l_2}{l_1 \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 4133 \cdot 95}{130 \cdot 0,85} = 7107 \text{ Н}, \quad (6)$$

где P'_6 - сила, которую необходимо приложить к заготовке, Н; l_1 - плечо силы P'_6 , мм;

l_2 - плечо силы P_6 , мм; η - коэффициент, учитывающий потери на трение в рычаге.

Диаметр поршня пневмоцилиндра: $D_{п6} = 150 \text{ мм}$.

Усилие, которое необходимо передать на шток пневмоцилиндра промежуточного упора 4:

$$P_{п4} = 2 \cdot P_4 \cdot \text{tg}(\alpha + 2 \cdot \varphi) = 2 \cdot 3417 \cdot \text{tg}(10^\circ + 2 \cdot 7^\circ) = 2705,8 \text{ Н}, \quad (7)$$

где P_4 - сила, которую необходимо приложить к заготовке, Н; α - угол клина;

φ - значение углов трения в клиноплунжерном механизме.

Диаметр поршня пневмоцилиндра: $D_{п4} = 95 \text{ мм}$.

Сравним полученные результаты с заводским вариантом: $D_{пзрассч} = 100 \text{ мм} < D_{пззав} = 250 \text{ мм}$; $D_{п6рассч} = 150 \text{ мм} < D_{п6зав} = 250 \text{ мм}$; $D_{п4рассч} = 95 \text{ мм} > D_{п4зав} = 60 \text{ мм}$.

Таким образом, можно сделать вывод, что на предприятии при расчете зажимных устройств 3, 4, 6 изображенного на рисунке 1 приспособления были необоснованно повышены силы зажима P_3 , P_6 и занижена P_4 . Это, скорее всего, вызвано неверно выбранной схемой расчета, в которой не было учтено наличие всех опор и зажимов. Расчетная схема на рисунке 2 более точно отражает реальную ситуацию, а использование метода

перемещений позволяет рассчитать эту схему и получить значения зажимных сил, которые отражают реальное распределение реакций на всех опорах приспособления. Существенное уменьшение диаметров поршней пневмоприводов зажимных устройств 3 и 6 значительно снижает металлоемкость приспособления, что экономически более выгодно по сравнению с базовым (заводским) вариантом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Довнар Е. П., Коршун Л. И. Строительная механика: Учебник для вузов по спец. «Стр-во». - Мн.: Выш. шк., 1986-310 с.: ил.
2. Горохов В. А. Проектирование и расчет приспособления: Учеб. пособие для студентов вузов машиностроительных спец. - Мн.: Выш. шк., 1986-238с.: ил.

УДК 539.4 (075.8)

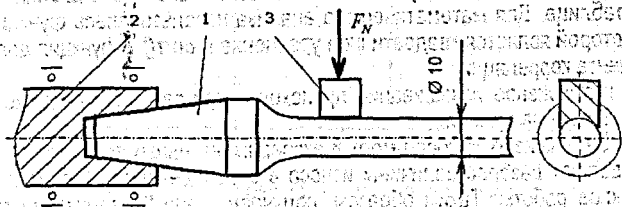
Лис И.Н., Веселуха В.М.

Научный руководитель: д.т.н., доцент Богданович А.В.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВРЕЖДЕНИЯ ПРИ ТРЕНИИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Приводится описание дискретного метода измерения износа при трении скольжения. Анализируются результаты экспериментального исследования локальных характеристик износа для фрикционной пары – цилиндрический образец из стали 45 – вкладыш из силумина.

Неравномерный износ характерен, как известно, для многих деталей автомобиля. Однако существующие методы испытаний конструкционных материалов на трение и изнашивание не предусматривают измерение локальных характеристик износа.



1 - образец, 2 - шпиндель, 3 - вкладыш

Рис. 1. Схема испытаний на трение скольжения (фрикционную усталость)

В данном докладе представлены результаты экспериментального исследования локальных характеристик износа в соответствии с разработанным дискретным методом [1].

Схема испытаний представлена на рис. 1. Цилиндрический образец 1 диаметром рабочей части 10 мм консольно закрепляется в шпинделе 2 испытательной машины УКИ-6000/2 и приводится во вращение с частотой 3000 мин⁻¹. К нему при помощи контактной нагрузки F_N прижимается контрообразец – вкладыш 3 шириной 4 мм.

Для проведения испытаний было изготовлено приспособление к усталостной машине УКИ, позволяющее обеспечивать приложение контактной нагрузки и реализовать трение скольжения.

Испытания пары трения образец из стали 45 – вкладыш из подшипникового сплава силумина вели при различной величине контактной нагрузки, которую поддерживали постоянной для каждой пары образец – вкладыш. В процессе испытаний обеспечивался фитильный подвод смазочного материала – универсального всепогодного моторного