

М228522

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

ШЕЛОФАСТ Владимир Васильевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ
ПОД НАГРУЗКОЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН С УЧЕТОМ
ПОГРЕШНОСТЕЙ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ**

(05.161 — Машиноведение и детали машин)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
доктор технических наук, профессор Решетов Д. Н.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Демкин Н. Б.,
кандидат технических наук, доцент Мещеряков Р. К.

Ведущее предприятие — ЭНИМС.

Автореферат разослан « » 1974 г.

Защита состоится « » 1974 г.
на заседании Совета Конструкторско-механического факуль-
тета Московского ордена Ленина и ордена Трудового Крас-
ного Знамени высшего технического училища имени Н. Э. Ба-
умана, по адресу: Москва, 107005 2-я Бауманская ул. д. 5

Ваши отзывы на авто-
ные печатью, просьба в

С диссертацией можн
имени Н. Э. Баумана.

Ученый секретарь Со
к. т. н., доцент

М228522

Повышение требований к точности машин способствовало развитию теории точности. К числу наиболее интересных задач точности машин под нагрузкой можно отнести задачи по определению жесткости стыков деталей машин. Очевидно, что контактные перемещения сильно зависят от погрешностей изготовления, поскольку они соизмеримы с величинами этих погрешностей.

Реферируемая работа посвящена решению контактных задач при большой площади номинального касания с учетом погрешностей изготовления; в работе также выявлено влияние затяжки на точность геометрического положения собираемых деталей.

Исследование основывается на весьма общем предположении, что функция плотности вероятности случайных зазоров либо имеет экстремальное значение, либо симметрична. Как показали эксперименты это условие выполняется.

Первая глава посвящена задаче определения контактных перемещений в плоском стыке.

В начале рассматривается случай первого центрального нагружения плоского шероховатого стыка. При этом принята стержневая модель поверхности, для которой деформация от нагрузки на каждую пару стержней считается линейной ($\delta = c \cdot q$), где δ - сближение, q - давление, c - коэффициент пропорциональности.

Поскольку между каждой парой стержней имеют место зазоры (Δ_{ij}), то уравнение равновесия записывается в виде

$$N \cdot q = \sum_{k=1}^{k=N} \left(q'' - \frac{\Delta_{ij}}{c} \right), \quad (I)$$

где $q = \frac{P}{F_{ст.}}$ - среднее давление на стык,
 q'' - давление на наиболее выступающую пару стержней,
 N - полное количество пар стержней, которое при данной нагрузке находится в контакте.

Уравнение (I) в интегральной форме, выраженное через функцию плотности вероятности, получит вид:

$$q = q'' \int_0^{\delta} f(\Delta) d\Delta - \frac{1}{c} \int_0^{\delta} \Delta f(\Delta) d\Delta, \quad (2)$$



где Δ - текущий зазор; δ - полное контактное сближение;
 $f(\Delta)$ - неизвестная функция плотности.

Интегральное уравнение (2) решается относительно функции плотности

$$f(\delta) = c \frac{\partial^2 q}{(\partial \delta)^2} \quad (3)$$

Как показали эксперименты, зависимость между перемещением стыка и нагрузкой описывается степенной функцией вида

$$\delta = K q^m, \quad (4)$$

где K - неизвестный коэффициент; m - неизвестный показатель степени.

С учетом формулы (4) уравнение (3) примет вид:

$$f(\delta) = \left(\frac{1}{K}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{1}{m} \left(\frac{1}{m} - 1\right) \delta^{(1/m - 2)} c \quad (5)$$

Для отыскания K и m использованы два условия, наложенные на функцию плотности:

1) Условие нормировки

$$\int_{\Delta_0}^{\Delta} f(\Delta) \cdot d\Delta = 1, \quad (6)$$

где Δ_0 - максимальный зазор.

2) Условие немонотонности функции плотности

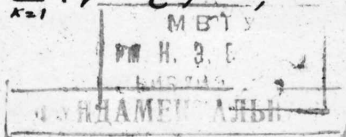
$$\frac{df(\delta)}{d\delta} = 0 \quad (7)$$

Из уравнений (6) и (7) следует $m = 0,5$; $\delta = \sqrt{2c\Delta_0} \cdot q$. (8)

Показатель степени $m = 0,5$ был экспериментально получен в ЭНИМСе, а уравнение (8) совпадает с известным уравнением И.В.Крагельского, которое было получено им исходя из анализа кривой опорной поверхности, которая определялась экспериментально. Функция плотности при этом постоянная и равна $\frac{1}{\Delta_0}$, что соответствует закону равной вероятности.

Аналогично решалась задача первого центрального нагружения с пластическими деформациями. При этом деформация стержня от нагрузки представляется ломаной, горизонтальный участок которой соответствует достижению материалом состояния текучести. Уравнение равновесия при этом имеет вид:

$$q N_0 = \sigma_T N_T + \sum_{k=1}^{k=N_y} \left(q_{II} - \frac{\Delta \sigma}{c} \right) \Delta F, \quad (9)$$



где N_T - число стержней испытывающих пластические деформации; N_y - число испытывающих упругие.

С учетом функции плотности уравнение (9) получило вид:

$$q_c = \sigma_T c \int_{\delta-\delta_T}^{\delta} f(\Delta) \cdot d\Delta - \delta \int_{\delta-\delta_T}^{\delta} f(\Delta) \cdot d\Delta - \int_{\delta-\delta_T}^{\delta} \Delta f(\Delta) d\Delta, \quad (10)$$

где δ_T - контактное сближение стыка, при котором появляются первые пластические деформации.

Решая уравнение (10) относительно функции плотности и используя условие немонотонности и уравнение нормировки получим:

$$\delta = \frac{\Delta_0}{\sqrt{6\tau}} q^{0.5}, \quad (11)$$

где $\Delta_0 = 2R_z$.

Функция плотности $f(\delta)$ оказалась линейно-возрастающей. Уравнение кривой опорной поверхности получит вид

$$\delta = \Delta_0 \left[1 - \left(\frac{F}{F_0} \right)^{\frac{1}{2}} \right], \quad (12)$$

где F - фактическая площадь; F_0 - номинальная.

Кривая опорной поверхности, построенная по формуле (12) сравнивалась с экспериментами Э.В.Рыжова. Расчетные кривые строились по формулам (8), (11). Во всех случаях получено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Решена задача о нецентральной нагрузке и плоского шероховатого стыка.

Уравнение равновесия для плоского случая имеют вид

$$P = \sum_{i=1}^{i=n} \sum_{j=1}^{j=m'} (q_{ij} - \frac{1}{c} \Delta_{ij}) \frac{a\theta}{N_0}; \quad (13)$$

$$M_{zx} = \sum_{i=1}^{i=n} \sum_{j=1}^{j=m'} (q_{ij} - \frac{1}{c} \Delta_{ij}) \frac{a}{2} \left(1 - \frac{2i}{a} \right) \frac{a\theta}{N_0}, \quad (14)$$

где m' - количество участков в ряду, которое находится в контакте при данной нагрузке; ij - текущие сечения.

Из уравнений (13) и (14) записанных относительно δ и φ_{zx} (смещение центра и угол поворота) после вычисления полученных сумм для закона равной вероятности получается

$$\delta_0 = \sqrt{2c\Delta_0} \cdot q ; \quad (15)$$

$$\varphi_{zx} = \frac{6 M_{zx} \delta_0}{q a^2} ; \quad \varphi_{zy} = \frac{6 M_{zy} \delta_0}{q b^2} . \quad (16)$$

Решена задача определения упругих контактных перемещений в плоских стыках с погрешностями формы. Разбиваем стык на большое количество прямоугольных участков, сближение которых

$$\delta = \kappa q^{\frac{1}{2}} , \quad \text{где } \kappa = \sqrt{2c\Delta_0} .$$

Уравнение равновесия с учетом зазоров z

$$N_0 q = \sum_{\kappa=1}^{\kappa=N} (q'' - 2q''^{\frac{1}{2}} \frac{\Delta_{ij}}{\kappa} + \frac{\Delta_{ij}^2}{\kappa^2}) . \quad (17)$$

Выражение (18), записанное через функцию плотности

$$\kappa^2 q = \delta^2 \int f(\Delta) \cdot d\Delta - 2\delta \int \Delta f(\Delta) \cdot d\Delta + \int \Delta^2 f(\Delta) \cdot d\Delta \quad (18)$$

Уравнение (19), решенное относительно функции плотности,

$$\kappa^2 \frac{\partial^3 q}{\partial \delta^3} = 2 f(\delta) \quad (19)$$

На основе степенной зависимости между давлением и сближением, а также условий (6) и (7), наложенных на функцию плотности, следует

$$f(\delta) = \frac{1}{\Delta_0} ; \quad \delta = \sqrt[3]{3\kappa^2 \Delta_0} \cdot q^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

Из (21) видно, что функция плотности соответствует закону равной вероятности. Величины сближений, полученные по формуле (20) сравнивались с данными О.Г.Теннера и З.М.Левиной и получено хорошее совпадение.

Решались задачи для стыков сложной формы в парах ходовой винт - гайка и в шлицевых соединениях. В качестве экспериментальных данных, которые были использованы для сравнения, брались данные ЭНИМСа и др.

Во второй главе рассмотрена задача о центральном нагружении шариковых и роликовых направляющих. Для роликовых направляющих эта задача не отличается от задачи определения упругих перемещений в плоских шероховатых стыках.

Для шариковых направляющих предварительно определяем функцию плотности, для чего записываем уравнение равновесия

$$Q = \sum_{i=1}^{i=n'} \left(\rho_i^{\frac{2}{3}} - \frac{\Delta_i}{C} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (21)$$

где Q - нагрузка на направляющие, ρ_i - нагрузка на наиболее выступающий шар.

Уравнение (21) становится очевидным, так как зависимость сближения шара от нагрузки, при контакте его с плоскостью описывается зависимостью ($\delta = C \rho^{\frac{2}{3}}$). После разложения уравнения (21) в ряд и записав его через функцию плотности, получено

$$Q_0 C^{\frac{3}{2}} = \int_0^{\delta} f(\Delta) d\Delta - \frac{3}{2} \delta^{\frac{1}{2}} \int_0^{\delta} \Delta f(\Delta) d\Delta, \quad (22)$$

где Q_0 - нагрузка, отнесённая к одному шарiku.

Уравнение (22) приводит нас к дифференциальному уравнению

$$-\frac{dQ}{d\delta} \cdot C^{\frac{3}{2}} \delta^{-\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} Q_0 C^{\frac{3}{2}} = \frac{1}{2} \delta \frac{d\varphi(\delta)}{d\delta} - \varphi(\delta), \quad (23)$$

где $\frac{d\varphi(\delta)}{d\delta} = f(\delta)$.

Из решения уравнения (23) относительно функции плотности с использованием степенной зависимости между сближением и нагрузкой, приложенной к направляющей ($\delta = \kappa q^m$), следует

$$f(\delta) = 2C_2 \delta - 2C^{\frac{3}{2}} (M_2 - \frac{1}{2}) \frac{(M_2 - \frac{3}{2})}{(M_2 - \frac{5}{2})} M_1^{M_2} \delta^{(M_2 - \frac{5}{2})}, \quad (24)$$

где $M_1 = \frac{1}{\kappa}$; $M_2 = \frac{1}{m}$; C_2 - произвольная постоянная.

Для нахождения неизвестных M_1 , M_2 и C_2 использованы три уравнения:

$$1) \text{ Уравнение нормировки } \int_0^{\Delta_0} f(\Delta) \cdot d\Delta = 1 \quad (25)$$

$$2) \text{ Уравнения симметрии } f(\Delta_0) = 0 \quad (26)$$

$$\left. \frac{df(\delta)}{d\delta} \right|_{\delta = \frac{\Delta_0}{2}} = 0 \quad (27)$$

Из уравнений (25), (26), (27) следует

$$2(M_2 - \frac{3}{2}) - M_2 + \frac{5}{2} = 0 \quad (28)$$

Корнем уравнения (29) является $M_2 = \frac{9}{2}$

Тогда функция плотности определится уравнением

$$f(\delta) = \frac{6}{\Delta_0} \left(\delta - \frac{\delta^2}{\Delta_0} \right) \quad (29)$$

Уравнение кривой упругих сближений имеет вид

$$\delta = (4c^{\frac{3}{2}} \Delta_0^3)^{\frac{2}{3}} Q_0^{\frac{2}{3}} \quad (30)$$

Данные, полученные по формуле (30), сравнивались с экспериментом. Рассмотрен также случай больших деформаций. Зависимость между нагрузкой и сближением определяется уравнением

$$Q_0 = \left[\frac{16}{3\sqrt{5}} \cdot \frac{1}{\Delta_0} (\delta - \Delta_0)^{\frac{9}{2}} + \frac{4}{3\sqrt{5}} (\delta - \Delta_0)^{\frac{7}{2}} + \frac{4}{3\sqrt{5}} \delta^{\frac{7}{2}} - \frac{16}{3\sqrt{5}} \cdot \frac{1}{\Delta_0} \delta^{\frac{9}{2}} \right] \cdot \frac{6}{\Delta_0^2} \left(\frac{1}{c} \right)^{\frac{2}{3}}$$

или

$$\delta \approx \frac{3\Delta_0}{2} + \sqrt{\frac{Q_0 c^{\frac{2}{3}} \Delta_0^{\frac{5}{2}}}{6} - \frac{1}{4} \Delta_0^2} \quad (31)$$

Рассмотрен также случай нецентрального нагружения роликовых направляющих.

Уравнения равновесия для последнего случая

$$P = 2 \sum_{i=1}^{i=Z} \sum_{j=1}^{j=m'} (q_{ij} - \frac{\Delta_{ij}}{c}) \cdot \frac{\ell}{m}, \quad (32)$$

где ℓ — длина ролика, m — количество сечений, Z — количество роликов в ряду

$$M_{zy} = 2 \sum_{i=1}^{i=Z} \sum_{j=1}^{j=m'} (q_{ij} - \frac{\Delta_{ij}}{c}) \frac{\ell}{m} \left(1 - \frac{2i}{Z}\right) \frac{Zt}{2} \quad (33)$$

Ось y — направлена поперёк роликов, Z — вертикально,

x — направлена вдоль роликов, m' — количество участков, находящихся в контакте при данной нагрузке, t — шаг расположения роликов.

$$M_{zx} = \frac{1}{c} \left[\sum_{i=1}^{i=Z} \sum_{j=1}^{j=n'} q_{ij} \left(\frac{a}{2} + j \frac{\ell}{m} \right) \frac{\ell}{m} - \sum_{i=1}^{i=Z} \sum_{j=1}^{j=n''} q'_{ij} \left(\frac{a}{2} + j \frac{\ell}{m} \right) \frac{\ell}{m} \right] \quad (34)$$

где n' , n'' — количество контактирующих участков левого и правого ряда роликов.

Уравнения (32), (33), (34) переписанные относительно

δ_0 , φ_{zy} , φ_{zx} ,

$$P = \frac{\ell}{\Delta_0} \cdot \frac{1}{c} \left\{ \sum_{i=1}^{i=Z} (\delta_0 - \frac{Zt}{2} \varphi_{zy})^2 + \sum_{i=1}^{i=Z} 2 (\delta_0 - \frac{Zt}{2} \varphi_{zy}) \varphi_{zy} + \sum_{i=1}^{i=Z} \frac{Z^2 t^2}{4} \varphi_{zy}^2 \right\} \quad (35)$$

$$M_{zy} = \frac{2\ell z t}{\Delta_0 C} \sum_{i=1}^{i=2} \left[\left(\delta_0 - \frac{zt}{2} \varphi_{zy} \right)^2 + 2i \left(\delta_0 - \frac{zt}{2} \varphi_{zy} \right) t \varphi_{zy} + \right. \\ \left. + i^2 t^2 \varphi_{zy}^2 - \frac{2i}{2} \left(\delta_0 - \frac{zt}{2} \varphi_{zy} \right)^2 - \frac{4i^2}{2} \left(\delta_0 - \frac{zt}{2} \varphi_{zy} \right) t \varphi_{zy} - \right. \\ \left. - \frac{2}{2} i^3 t^2 \varphi_{zy}^2 \right]; \quad (36)$$

$$M_{zx} = \frac{1}{C} \sum_{i=1}^{i=2} \sum_{j=1}^{j=n''} \left[\delta_0 + \left(\frac{a}{2} + j \frac{\ell}{m} \right) (\varphi_{zx} - \Delta y) \right] \left(\frac{a}{2} + j \frac{\ell}{m} \right) - \\ - \frac{1}{C} \sum_{i=1}^{i=2} \sum_{j=1}^{j=n''} \left[\delta_0 - \left(\frac{a}{2} + j \frac{\ell}{m} \right) (\varphi_{zx} - \Delta y) \right] \left(\frac{a}{2} + j \frac{\ell}{m} \right) \quad (37)$$

Из уравнений (35), (36), (37) получено

$$q = \frac{1}{2\Delta_0} (\delta_0^2 + \delta_0 \varphi_{zy} t) \frac{1}{C}, \quad (38)$$

где $q = \frac{P}{2\ell e}$ — давление, приходящееся на единицу длины

$$\varphi_{zy} = \frac{3\sqrt{\Delta_0 C} M_{zy}}{2\sqrt{2} t^2 z^3 \ell \sqrt{q}}; \quad (39)$$

$$\varphi_{zx} = \frac{\sqrt{2\Delta_0 C} M_{zx}}{P \left(\frac{3}{4} \ell a + \frac{1}{2} a^2 + \frac{2}{3} \ell^2 \right)}, \quad (40)$$

где a — расстояние между торцами роликов вдоль оси X .

Проведено сравнение экспериментальных и расчетных данных, полученных по формуле (39). Было указано теоретически, что зависимость угла поворота направляющей от момента линейна, причём в обеих плоскостях.

Рассмотрен также случай нецентрального нагружения шариковых направляющих.

Уравнение равновесия:

$$P = 2 \sum_{i=1}^{i=2} \left(\rho_i^{\frac{2}{3}} - \frac{\Delta i}{C} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (41)$$

где Z - число шариков в одном ряду

$$M_{zx} = \frac{Q}{2} \left[\sum_{i=1}^{i=Z'} \left(\frac{1}{c} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\delta_0 + \frac{Q}{2} \varphi_{zx} - \Delta_i \right)^{\frac{3}{2}} - \sum_{i=1}^{i=Z''} \left(\frac{1}{c} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\delta_0 - \frac{Q}{2} \varphi_{zx} - \Delta_i \right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (42)$$

Для партии из n направляющих

$$M_{zy} = \sum_{i=1}^{i=Z} \sum_{j=1}^{j=n'} t Z \left(\frac{1}{c} \right)^{\frac{3}{2}} \left[\delta_0^{\frac{3}{2}} + \frac{3}{2} \delta_0^{\frac{1}{2}} t \varphi_{zy} i - \frac{3}{2} \delta_0^{\frac{1}{2}} \Delta_j - \frac{3}{2} \delta_0^{\frac{1}{2}} t \varphi_{zy} \frac{Z}{2} - \frac{3}{4} \delta_0^{-\frac{1}{2}} t \varphi_{zy} \Delta_j i + \frac{3}{4} \varphi_{zy} t \Delta_j \frac{Z}{2} \right] \left(1 - \frac{2i}{Z} \right) \quad (43)$$

Из уравнений (41), (42), (43) следует

$$\delta_0 = \left(\frac{5}{2} \rho_0 \Delta_0 C^{\frac{3}{2}} \right)^{\frac{2}{5}}; \quad (44)$$

$$\varphi_{zy} = \frac{12 M_{zy} C^{\frac{3}{5}} \Delta_0^{\frac{2}{5}}}{19 \rho_0^{\frac{1}{5}} t^{\frac{2}{5}} Z^{\frac{2}{5}}}; \quad (45)$$

$$\varphi_{zx} = \frac{8 M_{zx} C^{\frac{2}{5}} \Delta_0^{\frac{2}{5}}}{25 Z a^2 \rho_0^{\frac{2}{5}}}. \quad (46)$$

Как видно из формул (45), (46) получена строго линейная зависимость величины угла поворота направляющей от момента. Результат, полученный по формуле (45), сравнивался с экспериментом. При этом получено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных кривых.

В третьей главе решена задача об определении упругих перемещений колец подшипников с учетом их погрешностей изготовления и с учетом изготовления тел качения.

Для роликового подшипника величина перемещения определяется из уравнения равновесия и условий совместности перемещений.

$$\frac{m}{8} R = \sum_{j=1}^{j=m'_0} (q_{0j} + \frac{1}{8} \Delta_{0j} - \frac{1}{8} \Delta_{0j}) + \\ + \sum_{i=1}^{i=n} \sum_{j=1}^{j=m'_i} [(q_{0j} + \frac{1}{8} \Delta_{0j}) \cos i\varphi - \frac{1}{8} \Delta_{ij}] \cos i\varphi, \quad (47)$$

где $n = \frac{z}{2} - 2$, — полное число роликов, φ — угол расположения роликов, q_{0j} — давление на наиболее нагруженном участке под центральным роликом; m'_i — количество участков i -го ролика находящихся в контакте, m — полное число разбиений, R — нагрузка приложенная к подшипнику. Здесь, как и ранее полагали, что при контактировании цилиндра $\delta = c q$. Поступая так же, как это было сделано ранее, найдем

$$f(\delta_0) = \frac{\frac{c}{8} (\frac{1}{2})^2 2 - (Const)'}{1 - 2 \sum_{i=1}^{i=n} C_i (\cos i\varphi)} = Const$$

Поскольку функция плотности не зависит от δ_0 , то это соответствует закону равной вероятности. Для закона равной вероятности

$$\delta_0 = \left[\frac{R c \Delta_0}{8 \left[\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{i=n} \cos^3(i\varphi) \right]} \right]^{0.5} \quad (48)$$

В работе даны сравнительные кривые, построенные по формулам (48) и экспериментальные графики.

Для шариковых подшипников уравнение равновесия для партии из m подшипников имеет вид

$$m \kappa^{\frac{3}{2}} R = \sum_{j=1}^{j=m'_0} (\delta_{0j}^{\frac{3}{2}} - \frac{3}{2} \delta_{0j}^{\frac{1}{2}} \Delta_{0j}) + \\ + \sum_{j=1}^{j=m'_i} \sum_{i=1}^{i=n} \left\{ 2 \delta_{0j}^{\frac{3}{2}} [\cos(2i-1)\varphi]^{\frac{5}{2}} - 3 \delta_{0j}^{\frac{1}{2}} [\cos(2i-1)\varphi]^{\frac{3}{2}} \Delta_{2ij} \right\}, \quad (49)$$

где K - коэффициент пропорциональности в уравнении перемещения, i - номер тела качения считая только в одном направлении, $n = \frac{z}{2} - 2$, δ_0 - деформация центрального шарика, j - номер подшипника в партии, φ - угол между телами качения, m_j - количество шариков определенного номера контактирующих при данной нагрузке.

Из уравнения (49), записанного через функцию плотности, в результате действия описанных ранее получено

$$f(\delta) = \frac{6}{\Delta_0^2} (\delta_0 - \frac{\delta_0^2}{\Delta_0}) \quad (50)$$

Тогда

$$\delta = \left\{ \frac{8K^{\frac{3}{2}} \Delta_0^3 R}{\frac{1}{2} - 2 \sum_{i=1}^{i=n} \left[(\cos(2i-1))^{\frac{5}{2}} - \frac{3}{2} (\cos(2i-1))^{\frac{3}{2}} \right]} \right\}^{\frac{2}{9}} \quad (51)$$

Как и ранее даны сравнительные кривые, построенные по формуле (51) и экспериментальные.

Отмечается, что с помощью разработанного метода можно решать и другие контактные задачи, в которых погрешность изготовления имеет существенное значение.

В четвертой главе рассматривается влияние затяжки стыков на точность узлов. Решена задача о влиянии последовательности затяжки на точность сборки. При этом рассмотрена затяжка двух видов, последовательная и параллельная.

Последовательная затяжка осуществляется поочередно каждым из болтов; параллельная - одновременно.

Задача влияния решалась на простой модели, в которой плоская абсолютно жесткая балка прижималась двум болтами, расположенными по краям к плите. Поскольку поверхностный слой деформируется упруго-пластически, то зависимость между величиной сближения и нагрузкой можно считать усредненно линейной, а связь между давлением и нагрузкой описать уравнением

$$\sigma = x\delta,$$

где σ - давление, α - коэффициент пропорциональности,
 δ - сближение.

Для случая последовательной затяжки при затяжке одного из болтов положение, которое занимает балка определится уравнениями:

$$\delta_{max} = \frac{4D}{6\alpha b l_i} ; \quad \varphi = \frac{D}{9\alpha b l_i^2} ,$$

где D - величина затяжки, b - ширина балки, δ_{max} - линейное смещение конца, φ - угол поворота балки.

Коэффициент, характеризующий величину пластических деформаций, обозначен через η . После затяжки второго болта, положение занимаемое балкой можно определить из уравнений равновесия.

Уравнение сил

$$2D = \int_0^{kc} \sigma_{max} \frac{l_i}{kc} b dl_i + \int_0^{cb'} \sigma_{max} \frac{b}{cb'} [bb' + l_i] dl_i \quad (52)$$

Уравнение моментов

$$\int_0^{cb} \sigma_{max} \frac{l_i + b'b}{cb} l_i b dl_i + \int_{cb'}^{kb'} \sigma_{max} \frac{kb' - l_i}{kc} l_i b dl_i = D l_0 , \quad (53)$$

где l_i - текущая координата.

Уравнение (52), (53) приводится к уравнениям вида

$$2D = \sigma_{max} b \left[kc \frac{1}{2} + cb' \frac{1}{cb'} (bb' - \frac{1}{2} cb') \right] ; \quad (54)$$

$$\frac{\sigma_{max} b}{cb} \left[\frac{(cb')^3}{3} + \frac{(cb')^2 bb'}{2} \right] + \sigma_{max} \frac{b}{kc} \times \\ \times \left[\frac{1}{6} (kb')^3 + \frac{(cb')^3}{3} - \frac{kb' (cb')^2}{2} \right] = D l_0 , \quad (55)$$

где

$$B'C = AB \frac{\varphi}{(\varphi - \varphi')} - \frac{\xi}{\varphi} ;$$

$$\varphi' = \gamma \varphi ;$$

$$b_{max} = AB \frac{\varphi \varphi}{\varphi - \varphi'} \alpha ;$$

$$B'B = \frac{\xi}{\varphi} ;$$

$$CK = \frac{\varphi (\varphi - \varphi')}{(\varphi' - \varphi)(\varphi - \varphi')} ;$$

$$AB = l_0 - \delta_{max} \frac{1}{\varphi} - \frac{\xi}{\varphi} .$$

Легко видеть, что решить систему уравнений (54) и (55) относительно ξ и φ точными методами не удаётся, поэтому её решение велось методом проб.

Так, например, при затяжке в $P=200$ кГ получено для последовательной затяжки $\varphi = 0,88 \cdot 10^{-4}$; $\xi = 9,9$ мк; для параллельной $\varphi = 0$, $\xi = 15$ мк.

Поэтому для обеспечения точности должна применяться параллельная затяжка, реализуемая ступенями.

Решена также задача о погрешности, вносимой зажимом в клеммовом соединении. Определение распределения давлений по окружности велось как для круговой балки, покоящейся на упругом основании. Характеристика основания считалась линейной. При этом было получено дифференциальное уравнение изгиба круговой балки, лежащей на упругом основании. Это уравнение имеет вид:

$$\frac{d^4 \Delta}{(d\varphi)^4} + \frac{d^2 \Delta}{(d\varphi)^2} + \frac{\alpha(R_0 - \frac{h}{2})BR_0^2}{ES} \Delta = - \text{const} \frac{R_0^2}{ES} , \quad (55)$$

где $R_0 - R = \Delta$, R - радиус после приложения нагрузки, α - коэффициент пропорциональности характеристики основания, b - ширина балки, S - статический момент сечения, E - модуль упругости материала, h - толщина балки.

Решение уравнения (55) можно записать в виде

$$\begin{aligned} \Delta = & C_2 \exp(\alpha \varphi) \cos(N \varphi) + C_3 \exp(\alpha \varphi) \sin(N \varphi) + \\ & + C_4 \exp(-\alpha \varphi) \cos(N \varphi) + C_5 \exp(-\alpha \varphi) \sin(N \varphi) - \frac{\text{const}}{\alpha(R_0 - \frac{h}{2})b} , \end{aligned} \quad (56)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - произвольные постоянные, определяемые из граничных условий

$$L = M \cos A ; \quad N = M \sin A ;$$

$$M = \sqrt[4]{K} ; \quad A = \frac{\arctg \sqrt{4K-1}}{2} ; \quad K = \frac{2(R_0 - \frac{h}{2})BR_0^2}{E\delta}$$

Полученное распределение давлений проверялось экспериментально.

Расчет позволяет определить величину смещения центра в клеммовом соединении.

Заключение и выводы

1. Разработан метод решения задач определения упругих перемещений и концентрации нагрузки в зависимости от точности изготовления. В работе решены задачи влияния затяжки на точность геометрического положения деталей.
2. Показана возможность общности решения контактных задач с большой площадью номинального контакта в условиях, о которых сказано выше.
3. Решены задачи определения перемещений плоских стыков под нагрузкой, как для случая центрального нагружения, так и для нецентрального. При этом рассмотрены случай первого нагружения, который сопровождается значительными пластическими деформациями, и случай повторных нагружений. Решение велось статистическими методами в предположении симметрии функции плотности.
4. Решены задачи определения упругих перемещений шариковых и роликовых направляющих как для случая центрального нагружения, так и для нецентрального.
5. Решены задачи определения упругих перемещений колец шарикового и роликового подшипников с учетом погрешностей изготовления тел качения и колец.

Для шарикоподшипника решение велось для партии, поскольку число тел качения в одном подшипнике мало.

Таким образом для широкого круга деталей машин решены задачи точности под нагрузкой (жесткости) с учетом реальной точности изготовления.

6. Решена задача влияния последовательности затяжки на точность геометрического положения собираемых деталей. Получено влияние последовательности затяжки на точность сборки.

7. Решена задача определения смещений центров в клеммовом соединении для двух типов соединений.

8. Полученные результаты оравнивались с экспериментальными данными, при этом получено подтверждение о симметрии функции плотности.

9. Результаты диссертационной работы могут быть рекомендованы конструкторам точных машин, а также исследователям занимающимся вопросами точности.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Шелофаст В.В. Жесткость роликовых направляющих при центральном нагружении. "Известия вузов, Машиностроение", № II, 1978 г.

2. Решетов Д.Н., Шелофаст В.В. Расчет жесткости шариковых направляющих при центральном нагружении. "Известия вузов, Машиностроение", № I2, 1978 г.

3. Решетов Д.Н., Шелофаст В.В. Расчет жесткости плоского стыка в зависимости от высоты микронеровностей. "Машиноведение АН СССР" № I, 1974 г.