УДК 621.822

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕРМОУПРУГОСТИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ

Ковалев В.Д., Донченко А.И.
(ДГМА, г. Краматорск, Украина)

Как показывает анализ процессов, протекающих при работе тяжелых станков, тепловые и упругие деформации оказывают существенное влияние на работоспособность даже при небольших изменениях воздействующих факторов. Изменение температуры оборудования на несколько градусов может привести к существенным нарушениям геометрии крупных несущих и базовых элементов, а для деталей с габаритами в несколько метров это может привести к существенным нарушениям. Поэтому изучение воздействия силовых и тепловых нагрузок на работоспособность опорных узлов тяжелых станков является актуальным. Данная работа посвящена проблеме разработки методики и алгоритма расчета гидростатических опорных узлов с наиболее полным и адекватным учетом всех воздействующих на систему факторов, что позволит не только на исследовательском, но и на приемлемом инженерном уроне не только рассчитать, но и оптимизировать конструкцию и эксплуатационные показатели узла или машины в целом.

Анализируя работы, проведенные О.Б. Приходько, М.А. Левиным и другими авторами [1, 2, 3, 4], можно сделать вывод, что для решения поставленной задачи нужно применять сеточные методы решения систем дифференциальных уравнений, например, методы конечных элементов или конечных разностей [5, 6]. Основная сложность при этом – это недостаточная сходимость конечно-элементной системы. Эта проблема решается с помощью множества итерационных решений уравнения, приближающих решение к верному с некоторой установленной погрешностью. Для упрощенных инженерных решений, позволяющих получить конструктивные параметры опоры, используются эмпирические зависимости, которые предлагает В.В. Бушуев [7].

Для достижения поставленных целей в работе были решены следующие задачи: постановка краевой задачи с определением граничных условий; разработка методики расчета тепловых деформаций с учетом граничных условий; разработка методики расчета упругих деформаций; разработка общей методики расчета и алгоритма расчета с комплексным учетом тепловых и упругих деформаций и возможностью оптимизации конструкции опоры.

Для решения поставленной задачи будем рассматривать установившееся состояние системы. При выполнении расчета необходимо задаться геометрическими параметрами опоры, начальными давлениями в камерах подвода смазки (карманах), внешними силами резания и нагрузкой от веса деталей и узлов, температурой окружающей среды, температурой на входе в дроссель (температура охлажденной смазки), температурой на входе в карман, температурой на выходе из опоры. При этом примем, что на первой итерации температура на входе и на выходе одинакова, а далее она изменяется под действием поступившего тепла при различной деформации опоры.

Тепловые деформации определяются как произведение температуры в каждой точке рассматриваемой детали и коэффициента теплового линейного расширения [8]. Так как свойства материала опоры практически одинаковы, мы принимаем коэффициент линейного расширения постоянным для любой точки опоры. Для определения температуры в любой точке необходимо найти температурное поле. Приведенное дифференциальное уравнение связывает временное и пространственное распределение температуры в любой момент времени $\tau > 0$, исходя из условия, что температура исследуемой опоры в любой точке не изменяется во времени, т.е. является функцией только координат $d\theta/d\tau = 0$:

$$\nabla^2\theta(M) + 1/\lambda F(M) = 0, \tag{1}$$

где θ – температура тела $\theta(x,y,z)$; $F(M)$ – функция плотности тепловых источников; λ – коэффициент теплопроводности; τ – время; ∇ = div(grad) – оператор Лапласа.

Учет изменения тепловой энергии в опоре ведется не при расчете состояния системы, а как результат роботы системы с рассчитанными параметрами на очередной итерации, т.е. потери мощности на прокачку, на трение и т.д., который используется в следующей итерации.

Для решения тепловой задачи сеточными методами нужно наложить на систему граничные условия. Для внешних поверхностей опоры жидкостного трения примем граничные условия II рода, которые описываются следующей зависимостью:

$$\lambda(\partial\theta(M,\tau)/\partial n) = \Phi(M,\tau); M \in S; \tau > 0, \tag{2}$$

где $\Phi(M,\tau)$ – непрерывная функция $M(x,y,z)$ и времени τ по области S;

n – нормаль к S в точке $M(x,y,z)$.

Для упрощения расчетов примем, что тепловой поток через внешнюю поверхность будет постоянен, тогда

$$\partial\theta(M,\tau)/\partial n\big|_{M\in S} = q_0/\lambda = const \qquad q_0/\lambda = \Phi(M,\tau); M \in S; \tau > 0,$$

где q_0 – количество теплоты.

Изменение температуры по опорной поверхности можно представить линейным законом, что позволит существенно облегчить решение, хотя температура на поверхности изменяется по сложному закону. С учетом этого граничное условие для этой поверхности примет вид:

$$\partial\theta(M,\tau)/\partial n = \frac{\theta'_{вх} - \theta_{вых}}{L}, \tag{3}$$

где L – расстояние от точки попадания масла в карман до исследуемой точки на опорной поверхности.

Исходными уравнениями для решения задачи теории упругости являются статические, геометрические и физические соотношения. К статическим относятся дифференциальные уравнения равновесия. Геометрические соотношения устанавливают связь между компонентами деформации и компонентами перемещения в матричной форме, связывающей матрицы–столбцы деформаций и перемещений [4].

Физические соотношения выражают связь по закону Гука между компонентами напряжений как линейными функциями компонент деформаций, при одинаковых упругих свойствах во всех направлениях (изотропности).

Система дифференциальных уравнений равновесия, геометрических и физических соотношений является замкнутой. При решении этой системы в перемещениях неизвестными являются функции перемещения $\delta_x(x,y,z)$, $\delta_y(x,y,z)$, $\delta_z(x,y,z)$, а систему уравнений теории упругости сводят к трем уравнениям относительно этих функций. Для этого напряжения в дифференциальных уравнениях равновесия выражают по закону Гука через деформации, а последние – по формулам Коши– через перемещения [4].

В качестве граничных условий задают известные значения перемещений δ_x, δ_y, δ_z в точках поверхности и поверхностные нагрузки, записанные через перемещения [4].

Поверхностные нагрузки в опорах $p = \{p_x, p_y, p_z\}$ определяются при решении уравнения, описывающего закон распределения нагрузок – давлений, возникающих в слое смазочного материала, разделяющего взаимно перемещающиеся и передающие нагрузку поверхности.

Закон распределения гидродинамических давлений в цилиндрической опоре описывается уравнением Рейнольдса, которое для цилиндрической опоры в безразмерной форме имеет вид:

$$\left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}}\right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right) = -\Omega \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}}, \qquad (14)$$

где $\bar{z} = z/R\Phi,\ где\ 0 \le \bar{z} \le Д = L/R\Phi = L/2\pi R$,

$\bar{\varphi} = \varphi/\Phi,\ где\ 0 \le \bar{\varphi} \le 1\ (\Phi = 2\pi)$, здесь Φ – угол охвата цапфы (вала) втулкой, $\Phi = 2\pi$; L – длина втулки – линейный размер опоры скольжения в направлении координатной оси Z;

$$c = 6UA\mu / h_0^2 + p_c; \qquad \bar{p} = p/c;$$

A, B – соответственно длина и ширина опорной поверхности; h_0 – минимальная толщина слоя смазочного материала; p_c – давление в системе питания;

$$\bar{h} = h/h_0, \quad h = h_0 + \Delta_{перек} + \Delta_{упр} + \Delta_{тепл}; \qquad (5)$$

h – толщина слоя смазочного материала; $\Delta_{перек}$ – зазор в опоре под действием перекоса; $\Delta_{упр}$ – зазор, возникающий за счет упругой деформации; $\Delta_{тепл}$ – зазор, возникающий за счет тепловой деформации;

$\Omega = 6\mu UR / h_0^2 \cdot c$ – безразмерная величина, характеризующая режим работы исследуемой опоры жидкостного трения.

Зная давления в карманах и величину зазоров между опорными поверхностями, мы можем вычислить эксплуатационные характеристики опоры.

Расход смазочного материала через границы исследуемой камеры может быть определен выражением следующего вида

$$Q_{Гj} = (h_0 C/\mu) K_{QГ\,j},$$

где $K_{QГ\,j}$ – безразмерный коэффициент, характеризующий расход смазочного материала через границу $Г$ рассматриваемой камеры:

$$K_{QГ\,j} = \frac{1}{12}\int_{\bar{b}_{1j}}^{\bar{b}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \Omega \bar{h}\right)\Bigg|_{\bar{x}=\bar{a}_{1j}} d\bar{z} + \frac{1}{12}\int_{\bar{b}_{1j}}^{\bar{b}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} - \Omega \bar{h}\right)\Bigg|_{\bar{x}=\bar{a}_{2j}} d\bar{z} +$$

$$+ \frac{1}{12}\int_{\bar{a}_{1j}}^{\bar{a}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right)\Bigg|_{\bar{z}=\bar{b}_{1j}} d\bar{x} + \frac{1}{12}\int_{\bar{a}_{1j}}^{\bar{a}_{2j}} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right)\Bigg|_{\bar{z}=\bar{b}_{2j}} d\bar{x}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил вязкого сдвига, будет рассчитана по формуле:

$$N_{TP} = \frac{\mu U^2 A^2}{h_0} K_{N_{TP}},$$

где $K_{Nтр}$–безразмерный коэффициент, характеризующий затраты мощности на преодоление сил вязкого сдвига:

$$K_{N_{TP}} = \pm\frac{3\alpha K_W}{\Omega} + \left[\frac{\bar z}{\alpha}\ln\left|1+\frac{\alpha}{\beta\bar z}\right| + \beta\,(1+\alpha)\frac{1}{\beta^2}\left(\ln|\beta\bar z+1| -\right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\bar z}{\beta\,(\beta\bar z+1)}\right) + \frac{2}{\beta}\left(1+\beta\bar z - \ln|\beta\bar z+1| - \frac{\beta\ \ \bar z^2}{\beta\bar z-1}\right)\right|_{\bar z = 0}^{\bar z = Д}.$$

Мощность, затрачиваемая на прокачку смазочного материала, будет рассчитана по формуле:

$$N_{np} = \frac{h_0^3}{\mu}\left(\frac{W}{A^2}\right)\ K_{Nnp},$$

где K_{Nnp} – безразмерный коэффициент, характеризующий величину мощности, затрачиваемой на прокачку смазочного материала,

$$K_{N_{\Pi P}} = \frac{K_{Q\Gamma_0}(1-\Omega)}{K^2 W}.$$

Смазочный материал, проходящий через исследуемую область в зазоре между сопрягаемыми поверхностями, нагревается. Согласно предположению, что все выделившиеся при этом тепло уходит в смазку и опору, можно записать, что

$$\Delta'\theta Qc\rho = N_{mp} + N_{np},\ \text{откуда}\ \Delta'\theta = \frac{\mu_{cp}{}^2 A^4 U K_{N_{TP}}}{c\rho\, h_0^4 W K_{Q\Gamma_0}} + \frac{W K_W K_{N_{np}}}{c\rho\, A^2 K_{Q\Gamma_0}}.$$

Как утверждалось ранее, тепло, полученное опорой при расчете, учитывается при последующем перерасчете.

Значение вязкости μ принимается по линейному закону изменения температуры от точки подачи смазки в опору до выхода жидкости из нее.

Зависимость вязкости смазочного материала от температуры описывается эмпирическим выражением, например, Рейнольдса или Фогеля, которые после подстановки в них значения принимают вид:

$$\mu = \mu_0 e^{-\frac{\Delta'\theta}{\theta^*}}$$ (формула Рейнольдса);

$$\mu = m_1 e^{\frac{m_2}{\theta_0 + \frac{\Delta'\theta}{2} - 273}}$$ (формула Фогеля).

При подстановке выражений для μ, оказывается, что величина $\Delta'\theta$ присутствует в левой и правой части равенства, поэтому ее значения вычисляется итерационно, методом последовательных приближений.

На основе приведенных выражений и уравнений создана методика расчета для теоретического исследования поведения опорного узла с жидкостным режимом трения под воздействием тепловых и упругих деформаций, которая позволит рационализировать и оптимизировать параметры опоры. Алгоритм метода направлен на оптимизацию параметров опоры и учитывает изменения внешних факторов во времени.

Список литературы: 1. Воскресенский В.А., Дьяков В.Н., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с. **2.** Приходько О.Б. Расчет и проектирование опор жидкостного трения гидродинамического типа тяжелых машин // Энергомашиностроение. – 1986. – № 4. – С. 10-14. **3.** Ковалев В.Д. Общий алгоритм расчетов и исследований опор жидкостного трения // Трение и износ. – 1997. – Т.18. – №6. – С. 750-760. **4.** Ковалев В.Д. Математические модели работы станочных опор жидкостного трения на основе совместного решения задач гидродинамики и теории упругости// Вестник Национального технического Университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – К.: – Вып. 38. – 2000. – Т1. – С. 98-102. **5.** Струтинський В.Б., Мельничук П.П., Математичне моделювання металорізальних верстатів: Монографія. – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 570 с. **6.** Струтинський В.Б., Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с. **7.** Бушуев В.В. Гидростатическая смазка в станках. –М.: Машиностроение, 1994. – 196 с. **8.** Якимов О.В. та ін. Теплофізика механічної обробки: Підручник/ Якимов О.В., Усов А.В., Слободяник П.Т., Іоргачов Д.В. – Одеса: 2000. – 256 с.

ВПЛИВ ПРОЦЕСІВ ТЕРМОПРУЖНОСТІ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

Ковалев В.Д., Донченко А.И.

Дана робота присвячена проблемі розробки методики й алгоритму розрахунку гідростатичних опорних вузлів з найбільш повним і адекватним обліком усіх факторів, що впливають на систему.

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕРМОУПРУГОСТИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ

Ковалев В.Д., Донченко А.И.

Данная работа посвящена проблеме разработки методики и алгоритма расчета гидростатических опорных узлов с наиболее полным и адекватным учетом всех воздействующих на систему факторов.

INFLUENCE OF PROCESSES TERMOELASTICITY ON SERVICEABILITY OF BASIC UNITS OF HEAVY MACHINE TOOLS

Physical bases of a design procedure of support of liquid friction are considered in paper. Prospects and opportunities of the given technique are opened.