

УДК 621.8

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ХОДОВЫХ ВИНТОВ НЕСООСНЫХ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Лодыгина Н.Д., Лазуткина Н.А.

Муромский институт ГОУ ВПО «Владимирский государственный университет», Муром, e-mail: kaftexmex@yandex.ru

В результате аналитического решения задачи получены выражения для определения главных напряжений в любой точке винта с координатами z , φ , ρ от действующих силовых факторов. Установлена степень влияния неравномерности распределения нагрузки по роликам, погрешности положения роликов, конструктивных параметров винта на величину главных напряжений.

Ключевые слова: несоосный винтовой механизм, напряжение, силовой фактор

STRESS STATE OF LEAD SCREW OF MISALIGNED SCREW MECHANISMS

Lodigina N.D., Lazutkina N.A.

Murom Institute GOU VPO «Vladimir State University», Murom, e-mail: kaftexmex@yandex.ru

As a result analytical solution of problem are obtained expressions for determining the principal stresses at any point of screw with the coordinates z , φ , ρ from the acting power factors. Is established the degree of the influence of the nonuniformity of load distribution on the rollers, an error in the position of rollers, design parameters of screw on the value of principal stresses.

Keywords: misaligned screw mechanism, stress, power factors

В различных отраслях промышленности все более широкое применение находят несоосные винтовые механизмы, в том числе роликовые винтовые передачи (РВП), имеющие преимущество перед традиционными шариковыми винтовыми передачами по целому ряду параметров: редукции, коэффициенту полезного действия, точности, грузоподъемности и т.д. [1].

Детали НВМ в процессе эксплуатации подвергаются нестационарному повторно-переменному нагружению и выходят из строя в результате усталостного разрушения. С целью повышения долговечности сопрягаемые детали НВМ подвергают упрочняющей обработке. Для технологического обеспечения долговечности и качества передачи необходима информация о напряженном состоянии деталей, формирующемся в процессе эксплуатации НВМ [3].

Задача определения напряженного состояния сводится к расчету главных (экстремальных) напряжений от всех действующих силовых факторов в любой точке детали в произвольный момент времени [2]. Данные о значениях экстремальных напряжений в локальной области несущей детали НВМ в тот или иной момент времени являются основой расчета параметров спектра нагружения и глубины наиболее нагруженного несущего слоя. Сведения о спектре нагружения несущей поверхности дают возможность прогнозировать ее долговечность. Знание глубины несущего слоя позволяет предъявить научно обоснованные требования к величине, знаку и градиенту изменения технологических остаточных напряжений. Это

создает предпосылки выбора рационального технологического маршрута и режимов обработки несущей поверхности.

Наибольший интерес представляет расчет напряженного состояния наиболее сложной в технологическом отношении детали НВМ-ходового винта.

Напряженное состояние ходового винта формируется в результате силового взаимодействия сопрягаемых поверхностей винта и гайки (для простого НВМ) или винта и роликов (для РВП). В связи с фрикционным характером передачи движения в НВМ при рассмотрении силового взаимодействия контактирующих поверхностей необходимо учитывать суммарное влияние сил давления и трения, что не позволяет ограничиваться при решении формулами Герца.

Предлагается следующая методика поэтапного расчета главных напряжений:

- определение главных напряжений в каждой точке тела винта, вызываемых действием всех силовых факторов;
- учет возрастания величины главных напряжений в местах их концентрации – у основания винтового зуба;
- расчет главных контактных напряжений в поверхностном слое;
- оценка действующих полей напряжений в теле и на поверхности винта с учетом величины и знака технологических остаточных напряжений.

Ниже рассмотрена методика расчета главных напряжений, формирующихся в результате действия всех силовых факторов при эксплуатации РВП, являющейся наиболее общим случаем НВМ.

При расчете главных напряжений ходовой винт допустимо моделировать брусом круглого сечения с закрепленными в опорах концами. Рассматривается плоское напряженное состояние винта. Определяются главные напряжения, формирующиеся в результате взаимодействия полей напряжений изгиба, кручения, растяжения, сжатия и сдвига. Главные напряжения в любой точке винта можно определить, подставляя приведенные в таблице аналитические выражения в известные формулы [2]:

$$\sigma = \sigma_{M_x} + \sigma_{M_y} + \sigma_N; \quad (1)$$

$$\tau = \tau_{Q_x} \cdot \sin(\phi) + \tau_{Q_y} \cdot \cos(\phi) + \tau_{M_{\text{кр}}}; \quad (2)$$

при $z \leq z_{i1}$:

$$\frac{\sigma \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot Fa} = (-4) \cdot r \cdot Kz \cdot \sum_{j=1}^m [A \cdot \sin(\phi) + B \cdot \cos(\phi)] - 1; \quad (4)$$

$$\frac{\tau \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot Fa} = 2 \cdot r \cdot Kt + (5/9) \cdot Kd^{-1} \cdot \sum_{j=1}^m [A \cdot \cos(\phi) - B \cdot \sin(\phi)]; \quad (5)$$

при $z > z_{i1} + m \cdot (S/K)$:

$$\frac{\sigma \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot Fa} = 4 \cdot r \cdot (1 - Kz) \cdot \sum_{j=1}^m [A' \cdot \sin(\phi) + B' \cdot \cos(\phi)]; \quad (6)$$

$$\frac{\tau \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot Fa} = (5/9) \cdot Kd^{-1} \cdot \sum_{j=1}^m [A' \cdot \cos(\phi) + B' \cdot \sin(\phi)]; \quad (7)$$

при $z_{i1} \leq z < z_{i1} + m \cdot (S/K)$, $k = K \cdot (z - z_{i1}) / S$:

$$\frac{\sigma \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot Fa} = 4 \cdot r \cdot \left\{ (1 - Kz) \cdot \sum_{j=1}^k [A' \cdot \sin(\phi) + B' \cdot \cos(\phi)] - Kz \cdot \sum_{j=k+1}^m [A \cdot \sin(\phi) + B \cdot \cos(\phi)] \right\} - 1. \quad (8)$$

$$\frac{\tau \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot Fa} = [5 / (9 \cdot Kd)] \cdot \left\{ \sum_{j=1}^k [A' \cdot \cos(\phi) + B' \cdot \sin(\phi)] + \sum_{j=k+1}^m [A \cdot \cos(\phi) - B \cdot \sin(\phi)] \right\} + 2 \cdot r \cdot Kt, \quad (9)$$

где z_{i1} – линейная координата первой точки контакта винта с i -м роликом; S – шаг резьбы ролика; K – число заходов резьбы ролика.

В несоосной винтовой паре при постоянной осевой нагрузке на винт, составляющие ее переменны [1]. Входящие в формулы (4)–(9) и таблицу радиальная Fr и тангенциальная Ft составляющие нагрузки в контакте сопрягаемых деталей РВП могут быть выражены через осевую Fa составляющую векторной суммы сил давления и трения: $Fr = Fa \cdot Kr$; $Ft = Fa \cdot Kt$. Проведенные исследова-

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{\sigma}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{0,5}. \quad (3)$$

Качественную оценку напряженного состояния, выявление характера зависимости $\sigma_{\max, \min}$ от переменных величин вне связи с конкретными конструктивными параметрами удобно производить, оперируя безразмерными коэффициентами, диапазон изменения которых заранее известен: $r = 2p/d$; $Kd = L/d$; $Kz = z/L$; $Kz_{ij} = z_{ij}/L$. При этом значения r , Kz , Kz_{ij} лежат в диапазоне от 0 до 1 включительно, а Kd много больше единицы. Выполнив преобразования, переходя в формулах (1), (2) к безразмерным коэффициентам, получим:

ования показали, что Kr и Kt принимают значения в диапазонах: $0,45 \leq Kr \leq 1,17$; $0 \leq Kt \leq 0,57$, причем наибольшим значениям Kr соответствуют средние и малые значения Kt , а наибольшим Kt – средние и малые Kr . Наибольшая величина главных напряжений соответствует максимальным значениям Kr и Kt , поэтому для расчетов целесообразно принять $Kr = 1,2$ и $Kt = 0,6$.

В формулах использованы следующие обозначения: L – длина ходового винта; d – диаметр винта; $\xi_{ij} = (1/m) \cdot [(1/n) \pm \Delta\xi_i] \pm \Delta\xi_j$ – доля на-

грузки, воспринимаемая j -й точкой контакта винта с i -м роликом; n – количество роликов; m – количество точек контакта одного ролика с винтом; ρ , ϕ , z – полярные и линейная координаты точки, в которой определяются напряжения; $\rho = d/2$, $\beta_{ij} = (360 / n) \cdot i \pm \Delta\beta_{ij}$, z_{ij} – полярные и линейная координаты точек контакта винта с j -й точкой контакта винта с i -м роликом (точки приложения нагрузки).

Нулевые точки для ρ находятся на оси вращения ходового винта, углы ϕ и β_{ij} отсчитываются от оси x против часовой стрелки, а z и z_{ij} – от левого торца винта.

Подставляя (4)–(9) в (3) и учитывая, что $i = f(t)$, где t – время, можно получить формулы для определения главных напряжений от всех действующих силовых факторов в любой точке детали в произвольный момент времени.

Формулы для определения напряжений в ходовом винте от силовых факторов

При $Z_1 \leq Z$	При $Z_1 > Z$
$\sigma_{Mx} = (-32) \cdot (\pi \cdot d^3)^{-1} \cdot Fa \cdot \rho \cdot \frac{z}{L} \cdot \sin(\phi) \cdot A$	$\sigma'_{Mx} = 32 \cdot (\pi \cdot d^3)^{-1} \cdot Fa \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{z}{L}\right) \cdot \sin(\phi) \cdot A$
$\sigma_{My} = (-32) \cdot (\pi \cdot d^3)^{-1} \cdot Fa \cdot \rho \cdot \frac{z}{L} \cdot \cos(\phi) \cdot B$	$\sigma'_{My} = 32 \cdot (\pi \cdot d^3)^{-1} \cdot Fa \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{z}{L}\right) \cdot \cos(\phi) \cdot B$
$\sigma_N = 4 \cdot (\pi \cdot d^2)^{-1} \cdot Fa$	$\sigma'_N = 0$
$\tau_{Qx} = (-20) \cdot (9 \cdot \pi \cdot d^2)^{-1} \cdot Fa \cdot B$	$\tau'_{Qx} = 20 \cdot (9 \cdot \pi \cdot d^2)^{-1} \cdot Fa \cdot B$
$\tau_{Qy} = 20 \cdot (9 \cdot \pi \cdot d^2)^{-1} \cdot Fa \cdot A$	$\tau'_{Qy} = 20 \cdot (9 \cdot \pi \cdot d^2)^{-1} \cdot Fa \cdot A$
$\tau_{M_{кр}} = 16 \cdot (\pi \cdot d^3)^{-1} \cdot Fa \cdot \rho \cdot Kt$	$\tau'_{M_{кр}} = 0$
$A = \sum_{i=1}^n \xi_{ij} \cdot \left[\begin{array}{l} \sin(\beta_{ij}) + \frac{2 \cdot L}{d} \cdot \left(1 - \frac{z_{ij}}{L}\right) \times \\ \times (Kt \cdot \cos(\beta_{ij}) + Kr \cdot \sin(\beta_{ij})) \end{array} \right]$	$A' = \sum_{i=1}^n \xi_{ij} \cdot \left[\begin{array}{l} \sin(\beta_{ij}) - \frac{2 \cdot L}{d} \cdot \left(\frac{z_{ij}}{L}\right) \times \\ \times (Kt \cdot \cos(\beta_{ij}) + Kr \cdot \sin(\beta_{ij})) \end{array} \right]$
$B = \sum_{i=1}^n \xi_{ij} \cdot \left[\begin{array}{l} \cos(\beta_{ij}) - \left(\frac{2 \cdot L}{d}\right) \cdot \left(1 - \frac{z_{ij}}{L}\right) \times \\ \times (Kt \cdot \cos(\beta_{ij}) - Kr \cdot \sin(\beta_{ij})) \end{array} \right]$	$B' = \sum_{i=1}^n \xi_{ij} \cdot \left[\begin{array}{l} \cos(\beta_{ij}) + \frac{2 \cdot L}{d} \cdot \left(1 - \frac{z_{ij}}{L}\right) \times \\ \times (Kt \cdot \cos(\beta_{ij}) - Kr \cdot \sin(\beta_{ij})) \end{array} \right]$

В результате численного эксперимента и анализа взаимного влияния ϕ , r , Kd , Kz , Kz_{ij} , $\Delta\beta_{ij}$, $\Delta\xi_{ij}$, для $K\sigma = (\sigma_{\max, \min} \cdot \pi \cdot d^2)^{1/3} / (4 \cdot Fa)$ установлено, что:

– зависимость $K\sigma$ от Kd мало отличается от линейной, чем больше величина Kd , тем большие значения принимает $K\sigma$ при прочих равных условиях;

– главные напряжения имеют максимум на поверхности винта и убывают линейно по направлению к оси вращения;

– величина погрешности положения роликов в диапазоне $\Delta\xi_{ij} = 3$ оказывает значи-

тельно меньшее влияние на величину $K\sigma$, чем неравномерность распределения нагрузки по роликам $\Delta\xi_{ij}$;

– изменение неравномерности распределения нагрузки от нуля до максимума (для простого НВМ) приводит к увеличению $K\sigma$ в 2,3 раза.

Исследования показали, что для определения экстремальных значений напряжений на поверхности и на глубине h ($h = 0,5 \cdot d - \rho$) винта несоосного винтового механизма с целью облегчения расчетов может быть предложена инженерная формула вида:

$$\sigma_{\max, \min} = 8 \cdot (\pi \cdot d^3)^{-1} \cdot [1 - (2 \cdot h) / d] \cdot L \cdot Fa \cdot K_{\xi}, \quad (8)$$

где K_{ξ} – коэффициент, характеризующий неравномерность распределения нагрузки по

роликам в РВП, изменяющийся в диапазоне 0,2–2,3.

Предложена методика расчета напряженного состояния ходовых винтов НВМ [4, 5]. В результате аналитического решения задачи получены выражения для определения главных напряжений в любой точке винта с координатами z , φ , ρ от действующих силовых факторов. Установлена степень влияния неравномерности распределения нагрузки по роликам, погрешности положения роликов, конструктивных параметров винта на величину главных напряжений. Предложена инженерная формула для расчета экстремальных эксплуатационных напряжений.

В экспериментальном исследовании применялась стандартная прямоугольная розетка датчиков для определения деформаций по трем направлениям. После определения деформаций перешли к компонентам напряженного состояния в упругой области, воспользовавшись законом Гука.

Образец изготовлен из стали, он имитировал ходовой винт НВМ. Для более точного определения напряжений нагрузку прикладывали ступенями.

Построены графики теоретических и экспериментальных данных по методу тензоме-

трии. Расхождение между экспериментальными и теоретическими значениями главных и расчетных напряжений составляет не более 5 %. Незначительное расхождение между экспериментальными и теоретическими значениями главных напряжений позволяет считать разработанную методику достаточно точной и рекомендовать ее для расчета напряженного состояния ходовых винтов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бушенин Д.В. Несоосные винтовые механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.
2. Бушенин Д.В., Киричек А.В., Лодыгина Н.Д. Исследование и расчет напряжений и деформаций ходового винта РВП // Зубчатые передачи – 96. Проблема обеспечения надежности и качества зубчатых передач: Тез. Междунар. научн.-практ. конф. – СПб., 1996. – С. 26.
3. Киричек А.В. Повышение долговечности роликовых винтовых передач технологическими методами // Ресурсо- и энергосберегающие технологии в промышленности: материалы Междунар. научн.-техн. конф., Одесса, 4-6 сентября 1996. – Одесса: УДЭНТЗ, 1996. – С. 69–70.
4. Лодыгина Н.Д., Зелинский В.В., Курасов Е.В. Напряженное состояние ходового винта при неравномерном распределении нагрузки в РВП // Успехи современного естествознания. – 2007. – № 2. – С. 52–52.
5. Шарапов Р.В., Лодыгина Н.Д. Расчет напряжений деталей несоосного винтового механизма // Фундаментальные исследования. – 2009. – № 5. – С. 70–71.