

УДК 621.87

Михеев А.В., Власов В.Т., к.т.н.

Приазовский государственный технический университет

К ВОПРОСУ НАДЕЖНОСТИ ОПОРНОГО УЗЛА КОЛОННЫ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ

Рассмотрены конструкции опорного узла с одним и двумя подшипниками. Проанализированы причины, влияющие на его надежность. Выведена зависимость соотношения конструктивных параметров опорного узла крана и построены графики для практического использования. Даны рекомендации по совершенствованию методов расчета и повышению надежности работы крана.

Міхеєв В.А., Власов В.Т. До питання надійності опорного вузла колони порталного крана.

Розглянуто конструкції опорного вузла з одним і двома підшипниками. Проаналізовано причини, що впливають на його надійність. Виведено залежність співвідношення конструктивних параметрів опорного вузла крана і побудовані графіки для практичного використання. Дано рекомендації щодо вдосконалення методів розрахунку та підвищення надійності роботи крана.

Mikheev V.A., Vlasov V.T. Zur Frage der Zuverlässigkeit des Auflagerknotenpunktes der Säule am Portal-Kran.

Betrachtet sind die Konstruktionen des Auflagerknotenpunktes – mit einem und zwei Lagern. Analysiert sind die Gründe, die seine Zuverlässigkeit beeinflussen. Abgeleitet ist die Abhängigkeit des Verhältnisses von Konstruktionsparametern im Auflagerknotenpunkt am Kran. Angeführt sind graphische Darstellungen für praktische Ausnutzung. Gegeben sind die Empfehlungen zur Vervollkommnung der Berechnungsmethoden und der Erhöhung der Zuverlässigkeit des Kranes.

Опорный узел порталного крана с поворотной колонной (рис. 1) является ответственным и сложно нагруженным элементом конструкции. На него действуют вертикальная нагрузка от массовых сил G (вес поворотной части крана и вес груза), а также горизонтальная сила H , которая возникает от момента M , действующего в вертикальной плоскости качания стрелы [1].

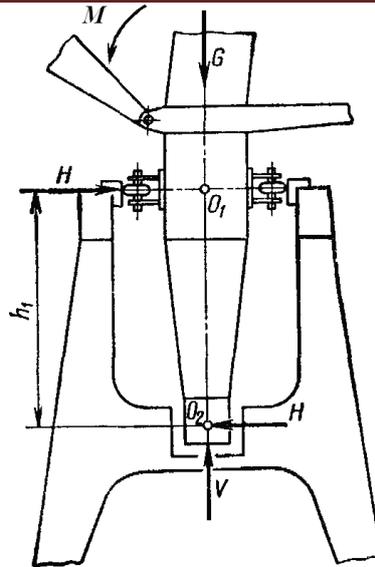


Рисунок 1 – Опорно-поворотный узел крана

Традиционно конструкция опорно-поворотного узла (ОПУ) выполнялась в комбинации двух подшипников: упорного и радиального. Такая конструкция была достаточно сложной, металлоемкой, трудоемкой при монтаже, обслуживании и ремонте.

Новым решением в создании порталных кранов явилась конструкция опорного узла колонны с одним упорно-радиальным сфероконическим подшипником.

Однако, недостаточность теоретических и экспериментальных данных, методов расчета и оптимизации конструкции опорного узла привели к тому, что краны с такими опорными узлами имели отказы в работе, а в порту Южный даже произошла авария крана [2].

В настоящей работе рассматривается несколько аспектов этой проблемы, влияющих на надежность опорного узла.

1. Конструктивные параметры портала.

Определяющее влияние на величину радиальной составляющей нагрузки на подшипник опоры оказывают действующий на колонну момент и параметр портала h_1 (расстояние между роликами верхнего опорного пояса и подшипниками опоры колонны).

Для рациональной конструкции крана должно быть обеспечено оптимальное соотношение величин: действующий момент M , размер портала h_1 , радиальная H и осевая G нагрузки на опорный подшипник, динамическая грузоподъемность подшипника C , допустимая радиальная нагрузка на подшипник R .

Неоптимальное сочетание этих параметров приводит к увеличению радиальной составляющей нагрузки, действующей на опорный узел колонны.

Увеличенный размер стрелы при недостаточной её жесткости приводит к увеличению динамической составляющей нагрузки на опорный узел, которая трудно поддается учету.

2. Грузоподъемность подшипника.

В ОПУ с одним подшипником применяются упорные сфероконические роликовые однорядные подшипники. Их расчет и выбор производится по эквивалентной динамической нагрузке [3] [4]:

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки F_r ; Y – коэффициент осевой нагрузки F_a ; K_B – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

Однако, у порталных кранов, при неоптимальных значениях размера портала h_l , радиальная осевая нагрузка на подшипник достигает больших значений, превышающих допустимые радиальные нагрузки на данный тип подшипника, хотя, при этом, расчетная эквивалентная динамическая нагрузка не превышает значение динамической грузоподъемности подшипника.

Так, для упорных сфероконических роликовых однорядных подшипников по ГОСТ 9942-80 допустимая радиальная нагрузка не должна превышать 15% неиспользованной допустимой осевой нагрузки при одновременном действии последней [5].

$$F_{r_{max}} = 0,15 \cdot (C - F_a)$$

Подшипники разных производителей, особенно зарубежных фирм, могут иметь другую, отличную от ГОСТ 9942-80, нагрузочную характеристику и их проверка по допустимой радиальной нагрузке является обязательной.

Величина вертикальной составляющей нагрузки на опорный узел определяется точно, как суммарный вес всей поворотной части крана. Величина же горизонтальной составляющей будет иметь переменное значение, зависящее от вылета стрелы, веса груза, силы и направления ветра, отклонения канатов, сочетания этих факторов. Это снижает достоверность и точность её определения.

3. Положение колонны.

Большое влияние на работоспособность опорного узла оказывает положение колонны относительно вертикали.

Вследствие неточности монтажа или при неточной выверке колонна отклоняется от строго вертикального положения. При этом пяты опоры будут описывать коническую поверхность, а в подшипнике возникнут угловые смещения и радиальная сила. Угловому смещению верхнего кольца подшипника будут препятствовать силы трения по опорной поверхности.

В этом случае ролики, расположенные на одном диаметре относительно пяты опоры, будут находиться на неодинаковых

расстояниях от оси вращения колонны и будут иметь разные линейные скорости. Это может привести к усталостному повреждению элементов сепаратора, разделяющего ролики [6], что, в конечном итоге, может привести к полному разрушению сепаратора, как это имело место на кране «Марк-25» (Украина) или к полному разрушению подшипника, как это произошло на кране в г. Южном.

4. Режим реверсивного вращения крана.

Краны, в подавляющем большинстве случаев, используются на причалах портов для перевалки грузов по схеме: судно-причал, причал-судно. Сектор вращения поворотной части крана при этом составляет всего 90° .

Это приводит к постоянному локальному максимальному нагружению одного и того же участка подшипников и, как следствие, к их усталостному разрушению.

5) Условия смазки.

Смазка в полости подшипников закладывается при монтаже крана. В процессе эксплуатации смазка должна пополняться периодически путем прокачки.

Осуществление этой операции в силу ограниченного доступа к точкам смазки и большой трудоемкости часто производится нерегулярно и некачественно.

Недостаточная герметизация полостей опорного узла, где находятся подшипники, приводит к загрязнению смазки, ее увлажнению. В силу этого смазка теряет свои смазывающие качества и не обеспечивает наличие гидродинамической пленки на элементах подшипников.

При действии тангенциальной силы в пятне контакта отсутствие пленки создает большие растягивающие напряжения в тонком поверхностном слое металла подшипника и его разрыв в виде трещин усталостного происхождения.

6. Проектирование.

При проектировании крана возникает проблема определения и оптимизации значений ряда взаимозависимых между собой параметров конструкции опорно-поворотного устройства, это:

- вес поворотной части крана – G ;
- момент, действующий на поворотную часть крана в вертикальной плоскости – M ;
- расстояние между опорным узлом и опорным кольцом портала – h_1 ;
- грузоподъемность подшипника динамическая – C ;
- неиспользованная часть допускаемой осевой нагрузки на подшипник – C_n ;
- максимально допускаемая радиальная нагрузка на подшипник – R ;
- радиальная нагрузка, действующая на подшипник – H .

Исходными параметрами для проектирования опорно-поворотного устройства являются известные значения параметров G и M , остальные параметры являются варьируемыми и их значения необходимо определить, обеспечив оптимальность конструкции.

Для определения закона оптимального соотношения параметров ОПУ и разработки практических рекомендаций при проектировании проведем математический анализ.

Момент, действующий на поворотную часть крана:

$$M = H \cdot h_1 \quad (1)$$

Неиспользованная часть допускаемой осевой нагрузки на подшипник:

$$C_n = (C - G) \quad (2)$$

Допускаемая радиальная нагрузка для упорных сфероконических подшипников составляет определенную долю (часть) « a » неиспользованной допускаемой осевой нагрузки при одновременном действии с последней [5]:

$$R = a \cdot C_n = a \cdot (C - G) \quad (3)$$

Исходя из условия обеспечения прочности подшипника, должно быть соблюдено:

$$H \leq R \quad \text{и} \quad M = R \cdot h_1 = H \cdot h_1 \quad (4)$$

Тогда:

$$M = a \cdot (C - G) \cdot h_1 \quad (5)$$

$$M = a \cdot h_1 \cdot C - a \cdot h_1 \cdot G \quad (6)$$

Откуда:

$$a \cdot h_1 \cdot C = M + a \cdot h_1 \cdot G \quad (7)$$

Разделив уравнение (7) на « $a \cdot h_1$ », получим:

$$C = \frac{M}{a \cdot h_1} + G \quad (8)$$

Из формулы (2) слагаемое $\frac{M}{a \cdot h_1}$ является искомой величиной

C_n . Для известных значений M и a , отношение $\frac{M}{a} = const = K$, а

варьируемым будет параметр $h_1 = x$;

$$\text{Тогда:} \quad \frac{M}{a \cdot h_1} = \frac{1}{x} \cdot K = y, \quad (9)$$

$$\text{или} \quad y \cdot x = K \quad (10)$$

Полученное уравнение (10) является уравнением равносторонней гиперболы относительно асимптот.

Тогда грузоподъемность подшипника C (8) можно выразить

так:

$$C = \frac{K}{x} + n,$$

что является уравнением равносторонней гиперболы с постоянным слагаемым « n », значение которого известно и равно G , и варьируемым параметром $x = h_I$.

Выведенный закон соотношения варьируемых параметров ОПУ позволяет построить для практического использования график зависимости $C_n = f(h_I)$ для разных значений момента M , при $a = 0,15$ и варьируемых значений G (рис. 2).

Рассмотрим пример использования графика.

Принимаем значения: момент $M = 7 \cdot 10^3$ кН·м; вес поворотной части крана $G = 1900$ кН; расстояния между опорным узлом и опорным кольцом портала $h_I = 7$ м и $h_I = 5$ м.

Вариант 1. Зная величину $h_I = 7$ м по графику (рис. 2) находим неиспользованную часть допускаемой осевой нагрузки на подшипник $C_n = 6,7 \cdot 10^3$ кН;

Динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C = (C_n + G) = 6,7 \cdot 10^3 + 1,9 \cdot 10^3 = 8,6 \cdot 10^3 \text{ кН}$$

Максимально допускаемая радиальная нагрузка на подшипник:

$$R = 0,15 \cdot C_n = 0,15 \cdot 6,7 \cdot 10^3 = 1 \cdot 10^3 \text{ кН};$$

Радиальная нагрузка, действующая на подшипник:

$$H = \frac{M}{h_I} = \frac{6,7 \cdot 10^3}{7} = 0,95 \cdot 10^3 \text{ кН}$$

Так как $H < R$ – прочность подшипника обеспечена.

Вариант 2. Зная $h_I = 5$ м по графику находим $C_n = 9,3 \cdot 10^3$ кН;

Вычисляем $C = (C_n + G) = 9,3 \cdot 10^3 + 1,9 \cdot 10^3 = 11,2 \cdot 10^3$ кН;

$$R = 0,15 \cdot C_n = 0,15 \cdot 9,3 \cdot 10^3 = 1,39 \cdot 10^3 \text{ кН};$$

$$H = \frac{M}{h_I} = \frac{7 \cdot 10^3}{5} = 1,4 \cdot 10^3 \text{ кН.}$$

Так как $H > R$ – прочность подшипника не обеспечена.

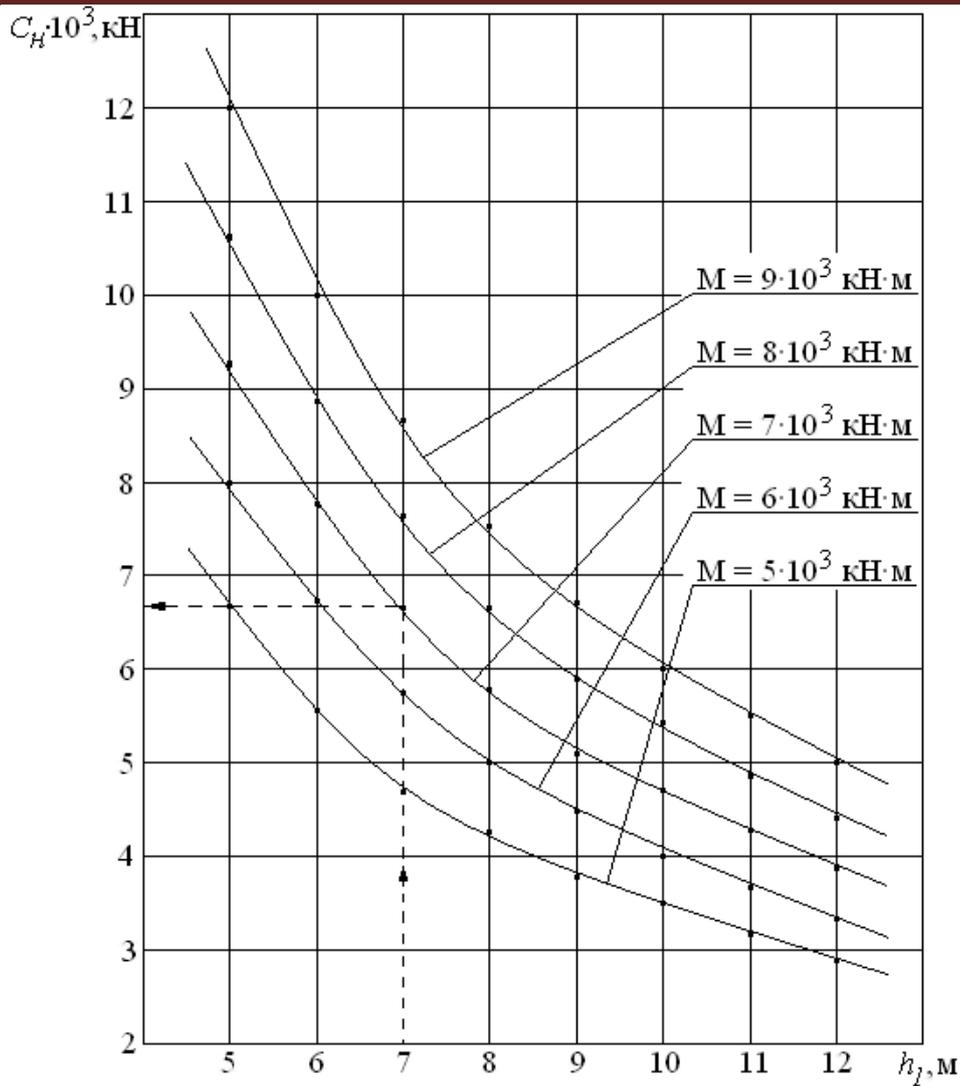


Рисунок 2 – График зависимости $C_n = f(h_l, M)$

ВЫВОДЫ

1. Для совершенствования методов расчета, повышающих точность определения радиальной силы, действующей на подшипник опоры, нужно учитывать действие сил инерции, возникающих при пуске и торможении механизма изменения вылета и механизма поворота, а также коэффициент динамики и ветровую нагрузку.
2. При использовании в опорном узле одного упорно - радиального подшипника, выбирать его не только по динамической грузоподъемности, но и обеспечивая запас прочности опорного узла по радиальной составляющей нагрузки.
3. В процессе эксплуатации крана выполнять проверку и регулировку вертикального положения колонны с отметкой в паспорте

крана. Требование о проверке положения колонны ввести в эксплуатационную документацию крана.

4. Использовать смазочный материал с эффективными антизадирными присадками с жестким временным регламентом пополнения и обновления в период эксплуатации.

5. При эксплуатации крана изменять схему работы крана, не допуская или сокращая работу крана с ограниченным поворотом в ограниченном постоянном секторе.

6. При проектировании новых кранов увеличивать расстояние h_l между опорными роликами и упорным подшипником вращающейся колонны для снижения радиальной силы, а также добиваться уменьшения момента за счет рационального размещения конструктивных масс относительно вертикальной оси колонны.

7. Для оптимизации конструкции ОПУ и портала, выбора подшипника по его грузоподъемности C использовать разработанный график (рис. 2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев В.А. Специальные краны / В.А. Михеев, В.Т. Власов. – Мариуполь: ПГТУ, 2004. – 424 с.
2. Экспертное заключение по результатам анализа причин аварийного разрушения ОПУ крана КПП16-36-10,5 (инв. № 0243). – Одесса: ДИАЛАБ, 2006. – 9 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1974. – 655 с.
4. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – 3-е изд. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
5. Петухов П.З. Специальные краны / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.