

УДК 622.24.051

К ОЦЕНКЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ОПОРЫ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Пяльченков В.А.

ФГБОУ ВПО «Тюменский Государственный нефтегазовый университет Минобрнауки России», Тюмень, e-mail: general@tsogu.ru

ФГБОУ ВПО «ГАУ Северного Зауралья Минсельхоза России», Тюмень

Рассматривается модель шарошечного долота, представляющая собой недеформируемый корпус шарошки, закрепленной в трех подшипниках качения на деформируемой цапфе с учетом контактной деформации деталей подшипников. Приводятся результаты аналитического исследования распределения нагрузки между подшипниками опоры шарошечного долота и величины контактных напряжений в подшипниках, от которых зависит их долговечность. Из условий равновесия шарошки и условия совместной деформаций деталей опоры получены зависимости, позволяющие определить величины реакций в подшипниках и величины контактных напряжений при различных вариантах приложения нагрузки к шарошке. Результаты расчетов позволяют сделать вывод о том, что наибольшие контактные напряжения возникают в шариковом замковом подшипнике. Данные результаты подтверждаются экспериментальными исследованиями на фотоупругой модели опорного узла шарошки. Предлагаемая методика может использоваться для оптимизации конструкции вооружения и опор шарошечного долота.

Ключевые слова: бурение, долото, шарошка, опора, нагрузка, долговечность, контактные напряжения.

TO EVALUATE THE DURABILITY OF THE BEARING ROLLER BIT

Ryalchenkov V.A.

Federal STATE budgetary educational institution of higher professional education "Tyumen State oil and gas University, Ministry of education and science of Russia, Tyumen, e-mail: general@tsogu.ru

FGBOU VPO "HAU Northern Zauralye the Ministry of agriculture of Russia, Tyumen, Russia, (625000, Tyumen, street Republic, 7)

It is considered the model of a roller bit, which represents the undistorted case of the milling cutter, mounted in three bearings on the deformable axle with regard to the contact deformation of the bearing parts. The results of analytical studies distribution of load between the bearings, bearing roller bit and magnitude of the contact stresses in the bearings, depends on their durability. From the equilibrium conditions of the milling cutter and conditions of the joint deformation of the details of the support dependences, allowing to determine the values of the reactions at the bearings and the magnitude of the contact stresses at different variants of application of the load to the roller cutter. The results allow to conclude that most of the contact stresses appear in the castle ball bearing. These results were confirmed by experimental studies on a photoelastic model reference node of the milling cutter. The proposed methodology can be used to optimize the design of the arms and supports a roller bit.

Keywords: drilling, chisel, cone, bearing, load, durability, contact stress.

Оценка долговечности подшипников опоры шарошечного долота невозможна без разработки методов определения величин реакций в элементах опоры и величин контактных напряжений в подшипниках, возникающих при различных вариантах взаимодействия вооружения шарошек с забоем, что является важной практической задачей, решение которой позволит оптимизировать конструкцию, как опор, так и вооружения. Ее решению посвящено значительное число аналитических и экспериментальных исследований, выполненных на различных устройствах [1,2].

Для аналитической оценки нагруженности элементов опоры долота нами предложена модель, представляющая собой шарошку, установленную на цапфе на трех подшипниках качения [3]. Так как осевой момент сопротивления корпуса шарошки значительно превышает осевой момент сопротивления цапфы в том же сечении, то можно предположить, что деформация корпуса шарошки будет незначительной по сравнению с деформацией цапфы и контактными деформациями в подшипниках и ею можно пренебречь. Лапу (за исключением цапфы) также будем считать недеформируемой. Наибольшая осевая реакция со стороны забоя действует на каждый зубок вооружения в момент перехода его через вертикальное положение. Поскольку зубки каждого венца шарошки смещены друг относительно друга по образующим, то можно предположить, что наиболее часто каждая шарошка будет контактировать с забоем лишь одним зубком. Поэтому принимаем, что на шарошку действует внешняя осевая сила P , приложенная на расстоянии R от оси долота. Шарошка должна находиться в равновесии под действием внешней силы P и сил реакций в подшипниках. Будем считать, что периферийный и концевой роликовые подшипники воспринимают только радиальные, а шариковый замковый подшипник осевую и радиальную нагрузки (Рис.1).

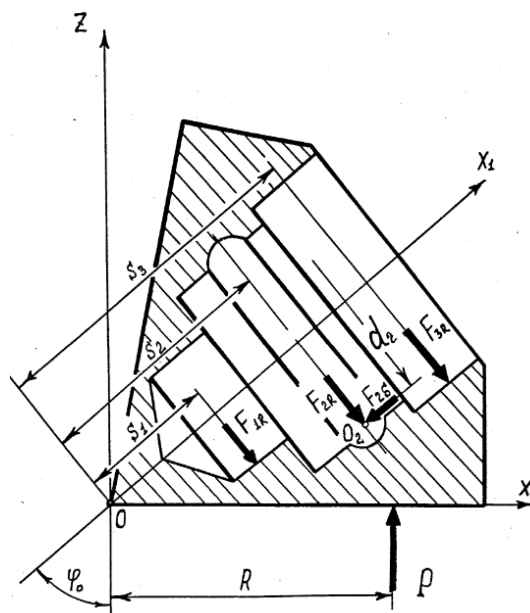


Рис. 1 Схема сил, действующих на шарошку.

Поскольку уравнений равновесия недостаточно для определения всех неизвестных сил, то данная система является статически неопределимой и для ее решения необходимо составить дополнительные уравнения, рассмотрев деформацию системы. Примем, что зазоры во всех подшипниках равны нулю, поскольку при наличии зазоров степень статической неопределимости системы возрастает. До приложения нагрузки ось цапфы и шарошки совпадают. Цапфу рассматриваем как консольную балку, жестко защемленную одним концом. При применении нагрузки цапфа деформируется, и ось ее занимает новое положение. По-

скольку шарошка не связана жестко с цапфой, то после деформации их оси не совпадают. Причем если ось цапфы после деформации будет криволинейной, то ось шарошки в силу принятых ранее допущений остается прямолинейной.

Совместное решение уравнений равновесия и уравнений, учитывающих деформации элементов системы позволили получить аналитические зависимости сил реакций в опорах от величины усилия P и радиуса R [3]. На Рис.3 приведены графики изменения величин реакций в подшипниках от радиуса приложения R внешней нагрузки P для опоры долота Ш215,9К-ПВ. При изменении радиуса R происходит перераспределение нагрузки между подшипниками.

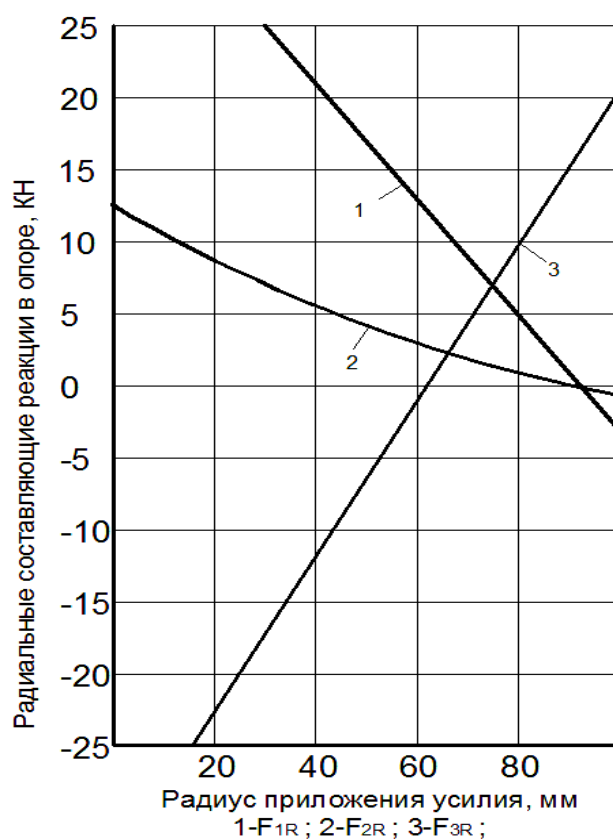


Рис. 2. Расчетные зависимости радиальных усилий в подшипниках от радиуса приложения внешнего усилия ($P=10$ кН)

При малом радиусе ($R < 60$ мм) расчетная радиальная нагрузка на периферийный роликовый подшипник отрицательна, т.е. нагрузка воспринимается не нижними, а верхними роликами. При перемещении точки приложения силы, действующей на шарошку от оси долота к периферии нагрузка, действующая на концевой роликовый подшипник и шариковый замковый, уменьшается, а нагрузка на периферийный роликовый подшипник возрастает. В случае, когда линия действия внешней силы проходит через центр нижнего, наиболее нагру-

женного шарика, нагрузка распределяется между всеми тремя подшипниками опоры, что значительно повышает контактную жесткость опорного узла. При изменении положения точки приложения нагрузки происходит перераспределение нагрузки между подшипниками. Однако величина суммарной радиальной нагрузки не может достаточно полно характеризовать напряженное состояние деталей опоры долота.

Пользуясь полученными зависимостями для определения радиальных составляющих реакций в роликовых подшипниках F_{1R} , F_{3R} и радиальной F_{2R} осевой F_{2S} составляющих реакцией шариковом подшипнике, определим величину контактных напряжений в месте контакта наиболее нагруженного шарика и роликов с цапфой. Для шарикового подшипника [5]:

$$\sigma_{H2} = 0,408 \cdot 10^4 \frac{\Sigma \rho_2^{\frac{2}{3}}}{\mu \cdot \nu} \cdot F_{2 \max}^{1/3}$$

Где:

$\Sigma \rho_2$ - сумма кривизны контактирующих поверхностей;

$F_{2 \max}$ - сила, действующая на один шарик.

Для роликовых подшипников наибольшие контактные напряжения определяются [5]:

$$\sigma_{H1} = 86,1 \sqrt{\frac{\Sigma \rho_1}{2} \cdot \frac{F_{1 \max}}{l_1}};$$

$$\sigma_{H3} = 86,1 \sqrt{\frac{\Sigma \rho_3}{2} \cdot \frac{F_{3 \max}}{l_3}};$$

Где:

$F_{1 \max}$, $F_{3 \max}$ - сила, действующая на один ролик подшипника;

l_1, l_3 - длина ролика.

Результаты расчетов при осевой нагрузке на шарошку $P=10$ кн представлены на Рис.4.

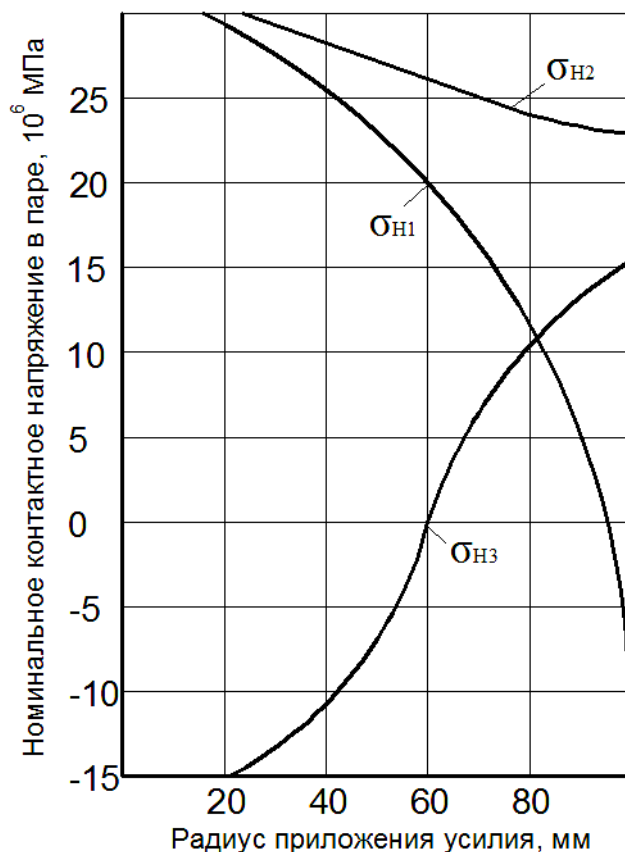


Рис. 4. Влияние радиуса приложения внешней: нагрузки на расчетную величину максимально контактных напряжений в подшипниках опоры
($P = 10$ кН).

Наибольшие по величине контактные напряжения при любом радиусе приложения внешней нагрузки к шарошке возникают в шариковом замковом подшипнике. Таким образом, результаты расчетов качественно соответствуют выводам ряда исследователей, утверждающих, что шариковый замковый подшипник опоры шарошки работает в наиболее тяжелых условиях и ограничивает долговечность опоры шарошечного узла.

Для экспериментальной проверки полученных аналитических зависимостей был использован один из наиболее современных и наглядных методов исследования действительного напряженного состояния сложных конструкций - поляриционно-оптический метод [4]. Из оптически-чувствительного материала изготовлена плоская модель шарошечного узла, размеры которой соответствовали действительным размерам опорных элементов долота Ш215,9К-ПВ. Загруженность каждого подшипника можно оценить по порядку полосы в наиболее нагруженных точках моделей тел качения (роликов и шарика). Рассмотрим Рис.5. В этом случае нагружены все три модели тел качения. Наибольшая разница главных напряжений возникает в центре модели шарика, где порядок полосы составляет $m=5,5$. Меньший по-

рядок полос наблюдается у моделей роликов ($m=1,5$ у малого ролика и $m=1,3$ у большого ролика).

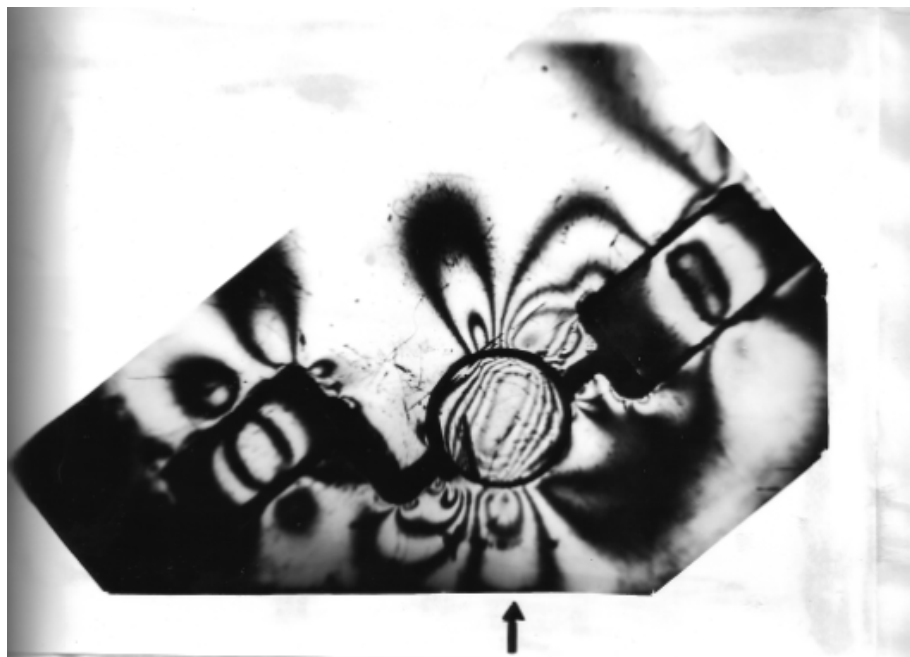


Рис.5.Картина полос модели шарошечного узла

Приведенные результаты качественного анализа распределения нагрузки между подшипниками опоры шарошки вполне согласуются с результатами аналитического исследования и подтверждают предположение вывод о наибольшей загруженности шарикового подшипника. Применение данной методики может позволить на стадии проектирования оценить влияние и оптимизировать конструкцию вооружения и опоры на загруженность и долговечность подшипников.

Список литературы

1. Кулябин Г.А., Долгушин В.В., Наумов И.А., Касимов М.М. К совершенствованию конструкций элементов буровых долот и повышению эффективности углубления скважин // Известия вузов. Нефть и газ. – 2007. - № 7 . – С.24-29
2. . Посташ С.А., Касинцев А.А. Измерение усилий в подшипниках опоры долота // Машины и нефтяное оборудование: РНТС ВНИИОЭНГ. – М., 1975. - № 7. - С.29-31.
3. Пяльченков В.А. Аналитическое определение реакций в опорах шарошечного долота // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. - № 3. – С.66-72.
4. Пяльченков В.А. Исследование распределения нагрузки между подшипниками опоры шарошечного долота с использованием фотоупругой модели // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. - № 1. – С.57-61.

5. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: «Машиностроение», 1969. - 632 с.

Рецензенты:

Долгушин В.В., д.т.н., профессор, директор Института промышленных технологий и инжиниринга ФГБОУ ВПО «Тюменский Государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень;

Кузнецов В.Г., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Бурение нефтяных и газовых скважин» ФГБОУ ВПО «Тюменский Государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень.