

УДК 621.87

ОПТИМАЛЬНЫЙ РАЗМЕР ДИАМЕТРА СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ**©Смирнов И. П., Малицкий И. Ф.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Смирнов Ігор Петрович: ORCID: 0000-0002-5982-8123; smirnov_ip@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Малицький Ігор Федорович: ORCID: 0000-0003-0026-2791; malickiy1925@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

При проектуванні машин і механізмів для з'єднання деталей часто використовуються посадки з натягом. При проектуванні конструктор стикається з необхідністю визначення номінального розміра діаметра посадочної поверхності, по якій буде відбуватися сопряження деталей з натягом.

К цьому розміру пред'являються два протилежних вимоги. З однієї сторони, він повинен бути як можна більшим для збільшення площі сопряження і, відповідно, сил тертя. З іншої сторони, розмір повинен бути як можна менше для збільшення контактної тиску.

В статті дана залежність для визначення оптимального розміра діаметра сопряження з метою отримання в з'єднанні з натягом максимального моменту тертя.

На прикладі збірної конструкції вал-шестерні екскаватора ЕКГ-8 визначено оптимальний розмір з'єднання і доведено його перевагу порівняно з застосовуваним в даний час. При цьому при використанні методу збирання з термічним впливом шляхом нагріву охоплюваної деталі - шестерні в індукційно нагрівальній установці, крім збільшення міцності з'єднання, зменшується необхідна для виконання збирання температура нагріву і маса нагрітого металу. Це дозволить знизити технологічну вартість збирання і ремонту даної деталі екскаватора.

Ключові слова: крупногабаритні деталі; технологічність; ремонт; вал; шестерня; екскаватор; посадка з натягом; номінальний розмір; діаметр; індукційний нагрів; момент тертя; контактний тиск.

Смирнов І. П., Малицький І. Ф. «Оптимальний розмір діаметра з'єднань з натягом».

При проектуванні машин і механізмів для з'єднання деталей часто застосовуються посадки з натягом. При проектуванні конструктор стикається з необхідністю визначення номінального розміру діаметра посадочної поверхні, по якій буде відбуватися сполучення деталей з натягом.

До цього розміру пред'являються дві протилежні вимоги. З одного боку, він повинен бути якомога більшою для збільшення площі сполучення і, відповідно, сил тертя. З іншого боку, розмір повинен бути якомога менше для збільшення контактної тиску.

У статті дана залежність для визначення оптимального розміру діаметра сполучення з метою отримання в з'єднанні з натягом максимального моменту тертя.

На прикладі збірної конструкції вал шестерні екскаватора ЕКГ-8 визначено оптимальний розмір з'єднання і доведено його перевага в порівнянні з застосуванням в даний час. При цьому при використанні методу складання з термічним впливом шляхом нагрівання деталі, що охоплює – шестерні в індукційної нагрівальної установки, крім збільшення міцності з'єднання, зменшується необхідна для здійснення збірки температура нагріву і маса металу, що нагрівається. Це дозволить знизити технологічну собівартість складання та ремонту даної деталі екскаватора.

Ключові слова: великогабаритні деталі; технологічність; ремонт; вал; шестерня; екскаватор; посадка з натягом; номінальний розмір; діаметр; індукційний нагрів; момент тертя; контактний тиск.

Smirnov I., Malicky I. “The optimum size of the diameter with interference fit connections”.

When designing machines and mechanisms for joining parts are often used an interference fit. In the design of the designer is faced with the necessity of the appointment of the nominal size of the diameter of the seating surface on which the mating parts with interference will occur.

For this size are presented two contradictory requirements. On the one hand, it should be as large as possible to increase the interface area and, accordingly, the friction forces. On the other hand, the size should be as small as possible to increase the contact pressure.

The paper presents the mathematical relationship to determine the optimal size of the coupling diameter to obtain in conjunction with interference maximum friction torque.

For example, the assembly of pinion shafts excavator EKG-8 determined the optimal size of the compound and proven its advantage over currently used. At the same time when using the assembly method with thermal heating by exposure of the female part - gears in the induction heating setting, in addition to increasing the strength of the joint, reducing the for the assembly of the heating temperature and the mass of the heated metal. This will reduce the cost of technology assembly and repair of the excavator parts.

Key words: large-sized parts; manufacturability; repair shaft; gear; excavator; interference fit; nominal size; diameter; induction heating; the friction torque; the contact pressure.

1. Постановка проблемы

Создание ремонтнопригодных конструкций изделий машиностроения и собственно проведение ремонтных работ, являются важными и взаимосвязанными задачами, от решения которых зависит качество и, следовательно, дальнейшая успешная эксплуатация изделий.

Метод модульного ремонта, нельзя считать экономически целесообразным в случае, если ремонт вызван выходом из строя трудо- и материалоемких деталей, себестоимость изготовления которых достаточно велика. В этом случае более рациональным является путь восстановления работоспособности негодных к эксплуатации деталей для повторного их использования [1].

Особенно это касается тяжело нагруженных машин (подъемно-транспортные машины, землеройные и т.п.), работающих в сложных условиях, вследствие чего, многие узлы и детали часто выходят из строя и требуют ремонта или замены.

2. Анализ последних исследований

Наиболее часто причиной потери работоспособности механизма или изделия в целом является предельный износ одной из рабочих поверхностей одной из составляющих его деталей. Если к потере работоспособности привел износ трудо- и материалоемкой детали, то снизить затраты на ремонт изделия можно путем замены предельно изношенной поверхности детали.

Для снижения себестоимости ремонта деталь проектируют составной (сборной) с возможностью замены только той части, которая подвергается износу. Соединение частей детали рационально предусматривать по посадке с натягом.

Здесь конструктор сталкивается с необходимостью выбора номинального размера диаметра посадочной поверхности, по которой будет происходить сопряжение составной детали, при этом его выбор не всегда оказывается оптимальным.

К примеру, рекомендованное в статье [2] соединение вала с шестерней экскаватора ЭКГ8 по посадке с натягом предложено на диаметре $d = 180$ мм (рисунок 1).

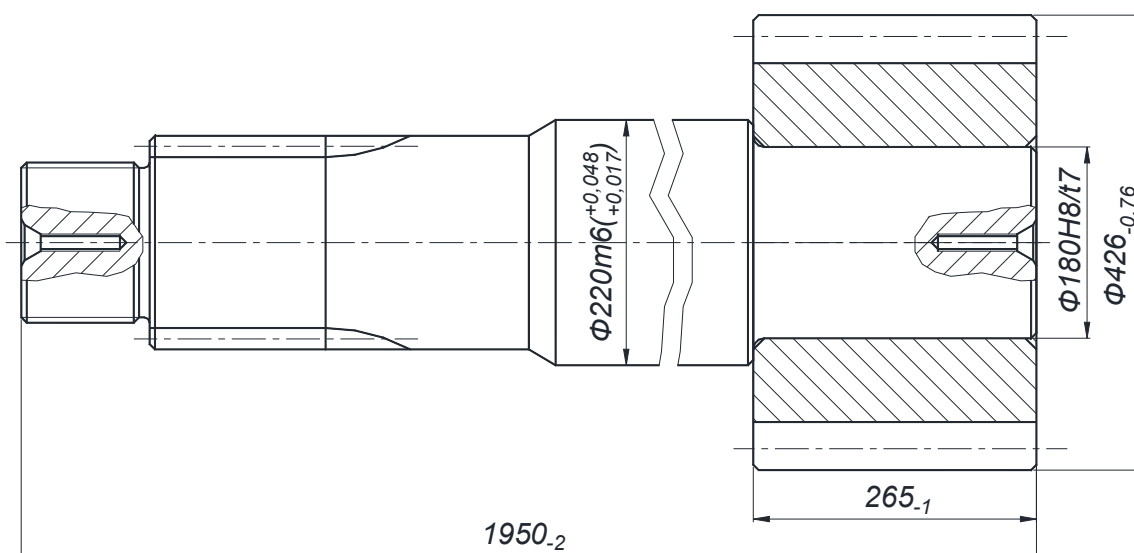


Рис. 1 – Вал шестерня экскаватора ЭКГ-8

3. Цель статьи – найти зависимость для определения оптимального размера диаметра соединения с натягом для получения в сопряжении максимального момента трения.

4. Основной материал

При проектировании соединений по посадке с натягом возникает вопрос выбора номинального размера диаметра посадочной поверхности, по которой будет происходить сопряжение составной детали.

К этому размеру предъявляются два противоположных требования. Этот размер должен быть как можно большим для получения максимальной площади сопряжения на максимальном радиусе трения, что, в свою очередь, приведет к увеличению момента трения $M_{тр}$ (Н·м)

$$M_{тр} = \frac{\pi d^2 L P_k f}{2}, \quad (1)$$

Технологія машинобудування

где d – номинальный диаметр сопряжения, м;
 L – длина сопряжения, м;
 P_k – контактное давление, Па;
 f – коэффициент трения.

С другой стороны, размер должен быть как можно меньшим для увеличения контактного давления P_k (Па), что следует из формулы

$$P_k = \frac{\delta E}{d \left(1 + \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} \right)}, \quad (2)$$

где δ – натяг, м;
 E – модуль упругости, Па;
 D – наружный диаметр охватывающей детали, м

Подставив формулу (2) в формулу (1) получим выражение для момента трения, Нм

$$M_{mp} = KL\delta Ef, \quad (3)$$

где K – величина, зависящая от диаметра охватывающей детали и диаметра сопряжения, мм

$$K = \frac{\pi d}{2 \left(1 + \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} \right)}$$

или, после преобразований,

$$K = \frac{\pi d}{4} \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right] \quad (4)$$

На рисунке 2 приведен график зависимости величины K от диаметра сопряжения d при различных наружных размерах охватывающей детали, согласно которому в статье [2] и рекомендуется выбирать диаметр сопряжения ориентируясь на максимальную K .

Данный график приведен только для диапазона значений наружного диаметра охватывающей детали D от 50 до 300 мм с дискретностью размера 50 мм и оказывается недостаточно информативным для других значений D . Для получения зависимости оптимального размера диаметра сопряжения d_{opt} от наружного диаметра охватывающей детали D при максимальных значениях величины K_{max} для любых значений диаметров D возьмем производную относительно переменной d в уравнении (4) и приравняем ее к нулю

$$K' = \left[\frac{\pi d}{4} - \frac{\pi d}{4} \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]' = \frac{\pi}{4} - \frac{3\pi d^2}{4D^2} = \frac{\pi}{4} \left(1 - 3\frac{d^2}{D^2} \right) = 0$$

После преобразований получим зависимость оптимального диаметра сопряжения d_{opt} от величины наружного диаметра охватывающей детали D

$$d_{opt} = D / \sqrt{3} \approx 0,577D. \quad (5)$$

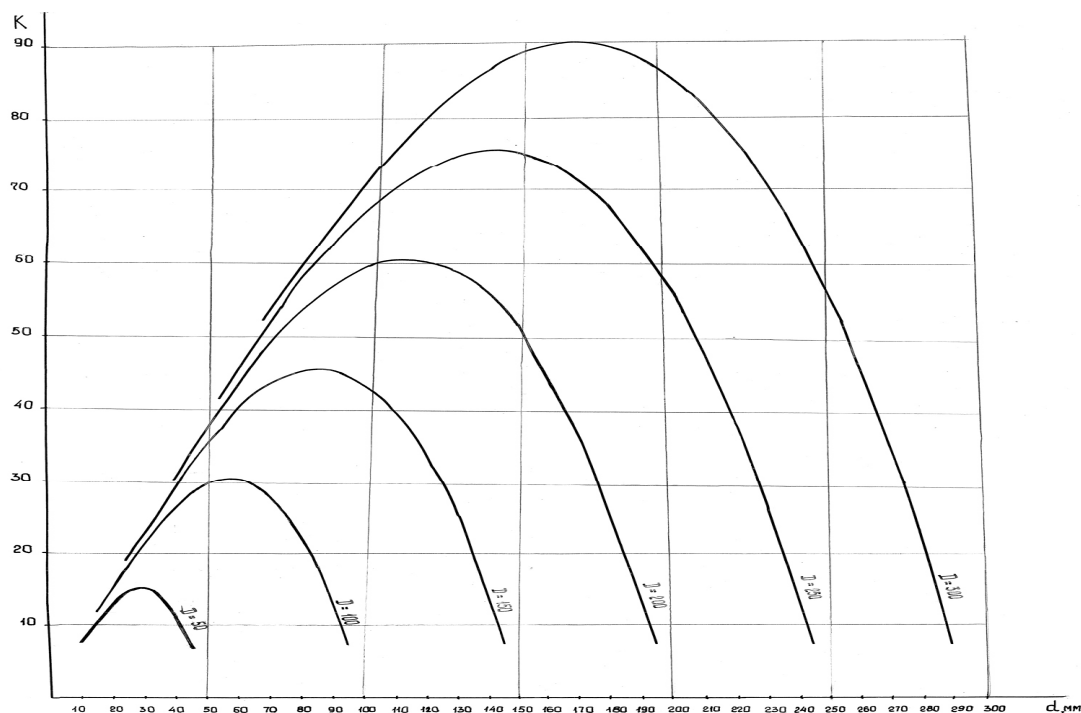


Рис. 2 – График зависимости величины K от диаметра сопряжения d

При этом максимальное значение величины K_{max} найдем из выражения, мм

$$K_{max} = \frac{\pi d}{4} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] = \frac{\pi d}{6} \approx 0,5236d. \quad (6)$$

$$M_{max} = \frac{\pi}{6} dL \delta E f \approx 0,5236 dL \delta E f. \quad (7)$$

Для предложенного в статье [2] соединения (рисунок 1) наружный диаметр шестерни по впадинам зубьев при модуле $m = 8$ мм будет равен

$$D = 426 - 4,5m = 390 \text{ мм.}$$

По формулам (5) и (6) определим оптимальный размер диаметра сопряжения d_{opt} и соответствующее ему максимальное значение K_{max}

$$d_{opt} = D / \sqrt{3} \approx 0,577D = 225 \text{ мм};$$

$$d_{opt} = D / \sqrt{3} \approx 0,577D = 225 \text{ мм};$$

$$K_{max} = \frac{\pi d_{opt}}{6} \approx 0,5236d_{opt} = 117,9 \text{ мм.}$$

Полученный диаметр $d_{opt} = 225$ мм (рисунок 3) несколько больше диаметра, предложенного в статье [2] $d = 180$ мм. Соответственно, при том же скручивающем моменте, согласно формуле (7), может быть уменьшен необходимый минимальный расчетный натяг и, как следствие, рабочий минимальный натяг. При предложенной в [2] посадке с натягом $H8/t7$ и полученном по формуле (5) оптимальном диаметре сопряжения $d_{opt} = 225$ мм вместо $d = 180$ мм максимальный момент трения и, соответственно, запас прочности соединения, увеличится в 1,56 раза.

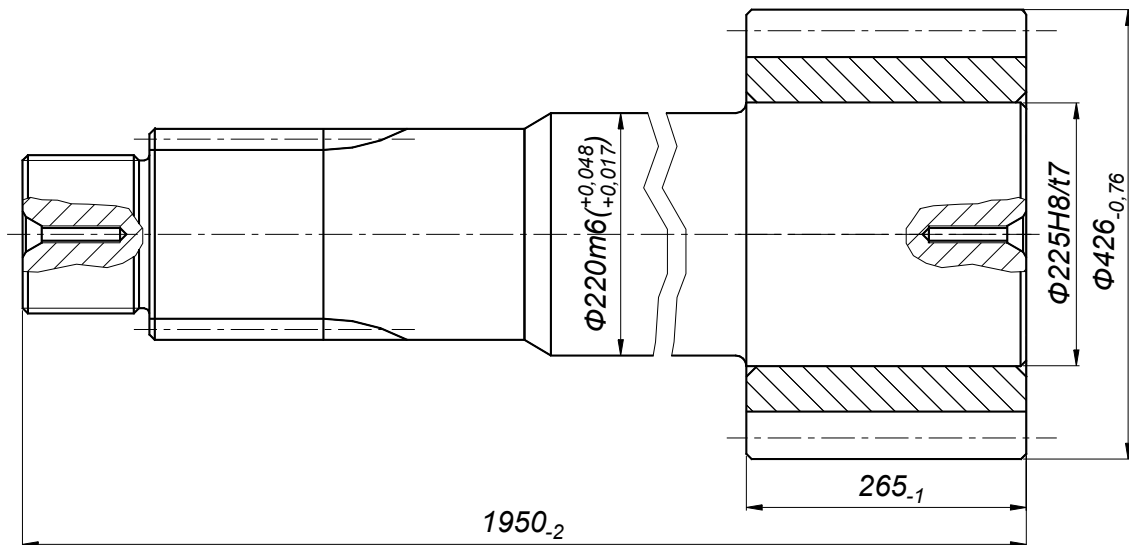


Рис. 3 – Предложенная конструкция вал шестерни экскаватора ЭКГ-8

При использовании метода сборки или разборки с термовоздействием [3] путем нагрева охватывающей детали-шестерни в индукционно нагревательной установке уменьшается необходимая для осуществления сборки или разборки температура нагрева и масса нагреваемого металла, что снижает технологическую себестоимость сборки и ремонта.

Выводы

С целью получения в соединении с натягом максимального момента трения предложена зависимость для определения оптимального диаметра сопряжения.

Список использованных источников:

1. Смирнов И. П. Развитие технологии ремонта подъемно-транспортного оборудования / И. П. Смирнов // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2009. – № 4. – С. 170-177.
2. Малицкий И. Ф. Технологичность конструкции вал-шестерни экскаватора ЭКГ8 / И. Ф. Малицкий, И. П. Смирнов // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2016. – № 17. – С. 124-133.
3. Павлова А. А. Повышение эффективности ремонтного производства при разборке соединений с натягом / А. А. Павлова, И. П. Смирнов, А. Н. Лагода // *Машинобудування* : зб. наук. пр. – Харків, 2015. – № 16. – С. 131-138.

References

1. Smirnov, I 2009, 'Development of technology of repair of lifting-transporting equipment', *Mashynobuduvannia*, iss. 4, pp. 170-177.
2. Malicky, I & Smirnov, I 2016, 'Manufacturability construction shaft-gear excavator EKG-8', *Mashynobuduvannia*, iss. 17, pp. 124-133.
3. Pavlova, A, Smirnov, I & Lagoda, A 2015, 'Increase productivity of repair production on disassembly of connections with strength', *Mashynobuduvannia*, iss. 16, pp. 131-138.

Стаття надійшла до редакції 3 жовтня 2016 р.