

ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС В АПК / TECHNICAL SERVICE IN AGRICULTURE

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL ARTICLE

УДК 62-762(035)

DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-29-33

## ОЦЕНКА ДАВЛЕНИЯ УПЛОТНЕНИЯ НА ВАЛ

**БЕЛОВ МИХАИЛ ИВАНОВИЧ**, докт. техн. наук, профессор

E-mail: B-Mikhael@yandex.ru

**ЕРОХИН МИХАИЛ НИКИТЬЕВИЧ**, академик РАН, докт. техн. наук, профессор

E-mail: er.mihn@mail.ru

**МЕЛЬНИКОВ ОЛЕГ МИХАЙЛОВИЧ**, старший преподаватель

E-mail: ommelnikov@rambler.ru

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Российская Федерация, Москва, ул. Тимирязевская, 49

Объектом исследования послужило манжетное уплотнение, представляющее собой устройство, устанавливаемое между валом и корпусом с целью разделения двух сред. Герметизация достигается прижатием манжеты к валу за счет её деформации и дополнительно с помощью натянутой вокруг рабочей кромки манжеты браслетной пружины. Важным параметром, обеспечивающим работоспособность уплотнения, является контактное давление уплотнения на вал. В статье изучается контактное давление, обеспечиваемое пружиной без учёта деформации манжеты за пределами области соприкосновения её с валом. Целью исследования являлась оценка зависимости радиального давления манжетного уплотнения на вал от удельной силы растяжения пружины на единицу диаметра вала и свойств материала в области соприкосновения манжеты с валом. С помощью методов теории упругости представлены выражения для радиального и окружного напряжений на граничных цилиндрических поверхностях уплотнения. Установлена функциональная зависимость контактного давления уплотнения на вал от удельной силы растяжения пружины на единицу диаметра вала и модуля упругости материала уплотнения, которая позволяет определить увеличение давления с возрастанием силы растяжения пружины и модуля упругости.

**Ключевые слова:** манжетное уплотнение, контактное давление от пружины, задача Ламе.

**Формат цитирования:** Белов М.И., Ерохин М.Н., Мельников О.М. Оценка давления уплотнения на вал // Агроинженерия. 2020. № 2 (96). С. 29-33. DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-29-33.

## EVALUATION OF SEAL PRESSURE ON THE SHAFT

**MIKHAIL I. BELOV**, DSc (Eng), Professor

E-mail: B-Mikhael@yandex.ru

**MIKHAIL N. YEROKHIN**, DSc (Eng), Member of the Russian Academy of Sciences, Professor

E-mail: Er.mihn@mail.ru

**OLEG M. MELNIKOV**, Assistant Professor

E-mail: ommelnikov@rambler.ru

Russian Timiryazev State Agrarian University; 127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya Str., 49.

A lip-type seal is a device installed between the shaft and the casing to avoid contact between two environments shared by the seal. Sealing is ensured by pressuring to the shaft due to its deformation and additionally by means of a band spring stretched around the lip-type seal. An important parameter to ensure the seal operation is the seal contact pressure on the shaft. This paper examines the contact pressure provided by the spring without taking into account the lip-type seal deformation outside the contact area with the shaft. The study aimed at assessing the relationship between the radial lip-type seal pressure on the shaft and the spring stretching force and material properties in the seal contact area with the shaft. Using the methods of elasticity theory, the authors obtained expressions for radial and circular normal stresses on the boundary cylindrical surfaces of the seal. The study established a functional relationship between the seal contact pressure on the shaft and the spring stretching (per unit diameter of the shaft) and the elasticity coefficient (modulus) of the sealing material. The obtained relationship can be used to determine the pressure increase arising from the growing spring stretching intensity and the elasticity coefficient.

**Key words:** lip-type seal, spring contact pressure, Lame task.

**For citation:** Belov M.I., Yerokhin M.N., Melnikov O.M. Evaluation of seal pressure on the shaft. Agricultural Engineering, 2020; 2 (96): 29-33. (In Rus.). DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-29-33.

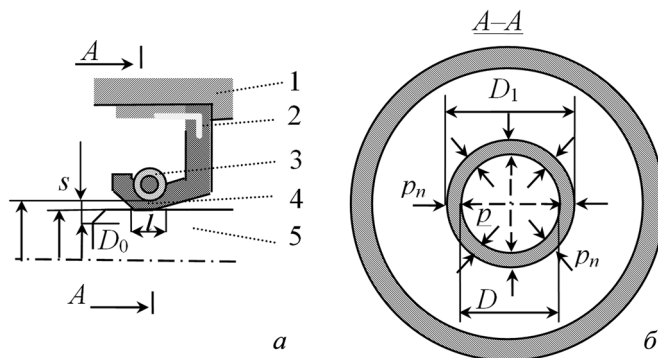
**Введение.** Применение манжетных уплотнений для герметизации соединения звеньев, образующих вращательную пару, позволяет обеспечить работоспособность и увеличить срок службы механизма. Эффективность уплотнения зависит от контактного давления манжеты на вал, которое компенсирует радиальное биение и отклонение от соосности в соединении, а также формирует определенный натяг в посадке [1, 2]. При отсутствии разности давлений внешней и внутренней сред контактное усилие на вал обеспечивается за счет деформации манжеты и браслетной пружины. Теоретическая оценка зависимости радиального давления манжетного уплотнения на вал от силы растяжения пружины представляется важной для обоснования оптимальных режимов работы уплотнения.

**Цель исследования** – обоснование и оценка зависимости радиального давления манжетного уплотнения на вал от силы растяжения пружины при различных свойствах материала уплотнения.

**Материал и методы.** Для расчёта давления манжетного уплотнения на вал использованы методы теории упругости. Уплотнение между валом и пружиной рассматривалось как упругий полый цилиндр, подверженный действию равномерного внутреннего и внешнего давления. Для определения напряжений в полой цилиндрической оболочке использовано решение задачи Ламе.

**Результаты и обсуждение.** Введем следующие обозначения и единицы измерения, используемые в расчётах (рис. 1):

- $D$  – диаметр вала, м;
- $D_1$  – внутренний диаметр изогнутой по окружности пружины в растянутом состоянии, м;
- $D_0$  – внутренний диаметр уплотнения в недеформированном состоянии, м;
- $\Delta D$  – разность между радиусом вала и внутренним радиусом уплотнения в недеформированном состоянии, м;
- $s$  – разность между внутренним радиусом пружины в растянутом состоянии и внутренним радиусом уплотнения в недеформированном состоянии, м;
- $l$  – длина вала, соприкасающегося с манжетой по цилиндрической поверхности, м;
- $p$  – среднее нормальное давление манжеты на вал, Па;
- $p_n$  – среднее нормальное давление пружины на манжету, Па;
- $E$  – модуль упругости при растяжении и сжатии каучука, Па;
- $\nu$  – коэффициент Пуассона каучука;
- $a$  – коэффициент в линейной зависимости  $l$  от  $p$ , м;
- $b$  – коэффициент в линейной зависимости  $l$  от  $p$ , м<sup>3</sup>/Н;
- $\sigma_r$  – нормальное напряжение в радиальном направлении, Па;
- $\sigma_\theta$  – нормальное напряжение в окружном направлении, Па;
- $T$  – сила растяжения пружины, Н;
- $P$  – распределённая сила давления уплотнения на единицу длины окружности вала, Н/м;



**Рис. 1. Схема устройства манжетного уплотнения (а) и распределённые нормальные силы, действующие на уплотнение со стороны пружины и вала (б):**

1 – корпус; 2 – каркас уплотнения; 3 – пружина; 4 – манжета; 5 – вал

**Fig. 1. Scheme of the lip-type seal (a) and the distributed normal forces exerted on the seal by the spring and shaft (b):**

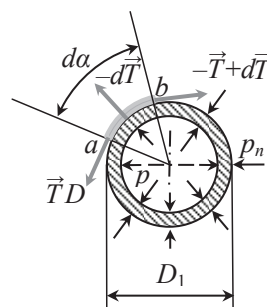
1 – a casing; 2 – a seal frame; 3 – a spring; 4 – a lip packing; 5 – a shaft

С манжетой соприкасается узкий участок вала длиной  $l$  вдоль оси вращения (рис. 1а). Оценим контактное давление уплотнения на этот участок, возникающее за счет пружины и деформированной части манжеты между валом и пружиной. Для усреднённой оценки контактного давления будем полагать, что манжету между пружиной и валом можно рассматривать как полый цилиндр, находящийся под внутренним и внешним радиальным давлением.

Рассмотрим элементарный участок растянутой пружины, содержащий элементарную дугу  $ab$  средней линии с элементарным радиальным углом  $da$  на окружности пружины (рис. 2).

Найдём давление  $p_n$  на манжету со стороны пружины, растянутой по окружности.

Пусть  $T$  – неизменная величина силы растяжения пружины в каждом поперечном сечении пружины,  $d\vec{T}$  – элементарное приращение вектора силы растяжения при переходе от сечения  $a$  к сечению  $b$ .



**Рис. 2. К расчёту давления пружины на манжету**  
**Fig. 2. Analyzing the spring pressure on the lip packing**

Из условия равновесия элементарного участка растянутой пружины следует, что на неё со стороны уплотнения действует элементарная сила  $(-dT)$ , направленная по внешней нормали к цилиндрической поверхности и равная равнодействующей распределённых сил:

$$dT = 2 T \sin(d\alpha/2) \text{ или } dT = T d\alpha.$$

Рассмотрим элементарный участок цилиндрической поверхности уплотнения между валом и пружиной, соприкасающийся с элементарным участком пружины. Его длина вдоль оси вала равна  $l$ , а элементарная длина по окружности диаметром  $D_1$  равна  $ds$ . Со стороны пружины на него действует распределённая сила  $p_n$ , выражение для которой можно записать так:

$$p_n = \frac{1}{l} \frac{dT}{ds}$$

или, так как  $ds = (D_1/2) d\alpha$ ,  $dT = T d\alpha$ , то

$$p_n = 2 T / (l D_1). \quad (1)$$

Для оценки среднего давления  $p$  будем полагать, что оно распределено равномерно по цилиндрической поверхности участка вала, соприкасающегося с уплотнением. При этом длина  $l$  этого участка зависит от давления как линейная функция:

$$l = a_1 + b_1 p, \quad (2)$$

где  $a_1, b_1$  – экспериментальные коэффициенты [1].

Для определения уравнения связи между переменными  $l$  и  $p$  при задании внешней границы формы манжеты в виде дуги окружности можно воспользоваться теорией Герца [3, 4].

Подставляя в равенство (1) вместо  $l$  выражение (2), получим следующее уравнение:

$$p_n [(a_1 + b_1 p) D_1] = 2T. \quad (3)$$

Область манжеты между валом и пружиной будем рассматривать как полый цилиндр. Примем, что напряжения вдоль оси вращения вала можно пренебречь в сравнении с напряжениями в поперечных сечениях этого цилиндра, перпендикулярных оси вращения вала, то есть напряжённое состояние можно считать плоским.

Задача о распределении напряжений в полой цилиндрической оболочке, находящейся под действием равномерного внутреннего и внешнего давления, решена Ламе [5].

Пусть  $r$  – расстояние от оси вращения вала до некоторой точки полого цилиндра. На внутренней поверхности цилиндра ( $r = D_0/2$ ) радиальное и окружное напряжения определяются такими формулами [4]:

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_\theta = \frac{p \left[ 1 + (D_1/D)^2 \right] - 2p_n (D_1/D)^2}{(D_1/D)^2 - 1}. \quad (4)$$

В соответствии с определением деформации и законом Гука между радиальным перемещением точки и напряжениями существует линейная связь [5]:

$$E u/r_0 = \sigma_\theta - \nu \sigma_r, \quad (5)$$

где  $u$  – радиальное перемещение точки цилиндра, находящейся на расстоянии  $r_0$  от оси вращения вала.

При установке уплотнения на вал точка внутренней поверхности манжеты перемещается на поверхность вала, радиальное перемещение  $u$  точки равно  $(D/2 - D_0/2)$ , и равенство (5) с учетом выражений (4) для  $\sigma_\theta, \sigma_r$  принимает вид

$$E \left( \frac{D}{D_0} - 1 \right) = \frac{p \left[ 1 + (D_1/D)^2 \right] - 2p_n (D_1/D)^2}{(D_1/D)^2 - 1} + \nu p.$$

Последнее уравнение перепишем так:

$$p_n = a_2 + b_2 p, \quad (6)$$

где

$$a_2 = E \left[ 1 - (D/D_0) \right] \left[ (D_1/D)^2 - 1 \right] / \left[ 2(D_1/D)^2 \right];$$

$$b_2 = \left\{ 1 + (D_1/D)^2 + \nu \left[ (D_1/D)^2 - 1 \right] \right\} / \left[ 2(D_1/D)^2 \right].$$

Подставляя в равенство (3) вместо  $p_n$  выражение (6), после деления обеих частей на  $2D$  перепишем его в виде уравнения связи между удельной силой растяжения пружины на единицу диаметра вала и давлением уплотнения на вал:

$$\frac{T}{D} = (a_1 + b_1 p)(a_2 + b_2 p)(D_1/D)/2. \quad (7)$$

Как следует из равенства (7), при известных коэффициентах  $a_1, b_1, a_2 (a_2 < 0), b_2$  при отсутствии пружины, то есть при нулевом внешнем давлении ( $p_n = 0, T = 0$ ) давление  $p$  на вал обеспечивается только за счет упругости манжеты между пружиной и валом и определяется по формуле

$$p = -a_2/b_2. \quad (8)$$

По определению,

$$P = p l$$

или

$$P = p (a_1 + b_1 p). \quad (9)$$

Равенства (7), (9) рассматривались как зависимость  $P$  от  $(T/D)$  в неявном или параметрическом виде, где  $p$  служит параметром.

По определению,

$$\Delta D = (D - D_0)/2; \quad s = (D_1 - D_0)/2.$$

Последние равенства для удобства расчётов перепишем так:

$$D_0/D + 2\Delta D/D = 1, \quad (10)$$

$$D_1/D = D_0/D + 2s/D, \quad (11)$$

где  $s > \Delta D$ .

Представим алгоритм расчёта переменных  $p$  и  $P$  как функций от  $(T/D)$ .

1. Задаём исходные данные:  $(\Delta D/D), (s/D), E, \nu, a_1, b_1$ .
2. Вычисляем  $(D_0/D)$  из равенства (10):  $(D_0/D) = 1 - 2(\Delta D/D)$ .
3. Вычисляем  $(D_1/D)$  по формуле (11).
4. Вычисляем коэффициенты  $a_2, b_2$  в равенстве (6).

5. Задаём значения переменной  $p$  в пределах от 10 до 400 кПа и вычисляем соответствующие значения  $(T/D)$  по формуле (7) и  $P$  по формуле (9).

5.1. Строим график  $p = p(T/D)$ .

5.2. Строим график  $P = P(T/D)$ .

Исходные данные для расчёта давления уплотнения на вал приведены в таблице 1 [1].

Таким образом, найденные функциональные зависимости позволяют рассчитать давление  $p$  уплотнения

на вал (рис. 3а) и удельную силу давления  $P$  уплотнения на единицу длины окружности вала (рис. 3б) при заданной силе растяжения пружины без учёта деформации манжеты за пределами области соприкосновения с валом и разности давлений внешней и внутренней сред.

Как следует из формул (8), (9), давление  $p$  и удельная сила давления  $P$  уплотнения на вал зависят от свойств упругости материала уплотнения и при неизменной силе растяжения пружины возрастают с увеличением модуля упругости.

Таблица 1

Исходные данные

Table 1

Initial data

Величина Value	$\Delta D/D$	$s/D$	$E$ , МПа	$\nu$	$a_1$ , м	$b_1$ , м <sup>3</sup> /Н
Значение Reading	0,03	0,06	4...12	0,45	0,0002	$2 \cdot 10^{-9}$

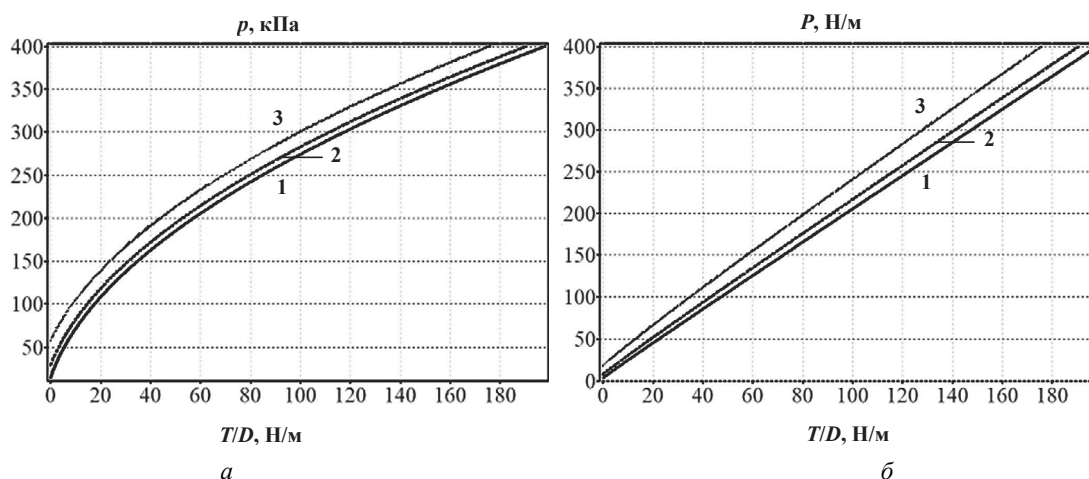


Рис. 3. Графики зависимости давления  $p$  (а) и удельной силы давления  $P$  на единицу длины окружности вала (б) от удельной силы растяжения пружины на единицу диаметра вала  $(T/D)$ : 1 –  $E = 4$  МПа; 2 –  $E = 8$  МПа; 3 –  $E = 12$  МПа

Fig. 3. Graphs of relationship between pressure  $p$  (a) and specific pressure  $P$  per unit shaft circumference (b) versus specific tensile force of a spring per unit diameter of the shaft  $(T/D)$ : 1 –  $E = 4$  МПа; 2 –  $E = 8$  МПа; 3 –  $E = 12$  МПа

Выводы

1. Найденные функциональные зависимости позволяют рассчитать контактное давление уплотнения на вал при заданной силе растяжения пружины без учёта деформации

манжеты за пределами области соприкосновения её с валом и разности давлений внешней и внутренней сред.

2. Контактное давление уплотнения на вал зависит от свойств упругости материала уплотнения и при прочих равных условиях возрастает с увеличением модуля упругости.

Библиографический список

1. Кондаков Л.А., Голубев А.И., Овандер В.В. и др. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 463 с.  
 2. Ерохин М.Н., Леонов О.А., Катаев Ю.В., Мельников О.М. Методика расчёта натяга для соединений резиновых армированных манжет с валами по критерию начала утечек // Вестник машиностроения. 2019. № 3. С. 41-44.  
 3. Белов М.И., Сорокин С.В. Теория механизмов и машин. М.: РИОР ИНФРА-М, 2017. 322 с.

References

1. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B. et al. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika. Spravochnik [Seals and sealing equipment. Reference book]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1986: 463. (In Rus.)  
 2. Yerokhin M.N., Leonov O.A., Katayev Yu.V., Melnikov O.M. Metodika raschota natyaga dlya soyedineniy rezinovykh armirovannykh manzhet s valami po kriteriyu nachala utechek [Method for analyzing the interference fit for joints of rubber reinforced lip-type seals with shafts

4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 560 с.

5. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.

according to the leakage beginning criterion]. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2019; 3: 41-44. (In Rus.)

3. Belov M.I., Sorokin S.V. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, RIOR INFRA-M, 2017: 322. (In Rus.)

4. Dzhonson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya [Contact mechanics]. Moscow, Mir, 1989: 560. (In Rus.)

5. Timoshenko S.P., Gud'yer Dzh. Teoriya uprugosti [Theory of elasticity]. Moscow, Nauka, 1979: 560. (In Rus.)

#### Критерии авторства

Белов М.И., Ерохин М.Н., Мельников О.М. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов провели обобщение и написали рукопись. Белов М.И., Ерохин М.Н., Мельников О.М. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

#### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила 09.10.2019

Опубликована 27.04.2020

#### Contribution

M.I. Belov, M.N. Yerokhin, O.M. Melnikov performed theoretical studies, and based on the results obtained, generalized the results and wrote a manuscript. M.I. Belov, M.N. Yerokhin, O.M. Melnikov have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

#### Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The paper was received on October 9, 2019

Published 27.04.2020

## ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС В АПК / TECHNICAL SERVICE IN AGRICULTURE

### ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL ARTICLE

УДК 631.3:621.825.6

DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-33-39

## ТЕХНОЛОГИЯ ТЕРМОМЕТРИЧЕСКОГО НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ АГРЕГАТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

**ПАСТУХОВ АЛЕКСАНДР ГЕННАДИЕВИЧ**, докт. техн. наук, профессор<sup>1</sup>

E-mail: pastukhov\_ag@mail.ru

**ТИМАШОВ ЕВГЕНИЙ ПЕТРОВИЧ**, канд. техн. наук, доцент<sup>2</sup>

E-mail: timachov@mail.ru

<sup>1</sup> Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина, 308503, Российская Федерация, Белгородская обл., Белгородский р-н, п. Майский, ул. Вавилова, 1.

<sup>2</sup> Белгородский университет кооперации, экономики и права, 308023, Российская Федерация, г. Белгород, ул. Садовая, д. 116а.

Работоспособность механических трансмиссий энергетических, транспортных и технологических машин определяется техническим состоянием основных силовых узлов, которые чаще всего являются объектами, лимитирующими показатели их надёжности. Достоверное диагностирование таких объектов актуально для существующих стратегий технического обслуживания по наработке и техническому состоянию. Применение вибродиагностики и анализа геометрических форм и расположения поверхностей деталей затруднено для реализации встроенных бортовых систем диагностирования. В статье обоснован и апробирован метод неразрушающего термометрического контроля подшипниковых узлов на примере шарниров карданных передач. Разработана аналитическая математическая модель тепловыделения карданных подшипниковых узлов с учётом конструкционных, технологических и эксплуатационных параметров. Расчётная оценка аналитической модели показала, что при эксплуатационных режимах нагружения по крутящему моменту 600 Нм при частоте вращения 104,7 рад/с и угле излома в шарнирах 9° прогнозируемая температура элементарного тепловыделяющего узла карданного шарнира составляет 84,9°C. Методами конечно-элементного анализа произведено имитационное моделирование температурных полей с учётом тепловыделения узлов, сопряжённых с исследуемым. Анализ температурных полей показал, что значение диагностической температуры для единичного карданного подшипникового узла составляет 17,7°C, для карданного шарнира с учётом четырёх источников тепловыделения – 17,5°C, а для карданного шарнира с учётом сопряжённых конструктивных элементов – 16,8°C. На основе результатов предварительных стендовых ресурсных испытаний карданных шарниров подтверждена адекватность аналитической математической модели и работоспособность предлагаемой технологии термодиагностирования. Установлена взаимосвязь между величиной