
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 624.713.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МАКРОГЕОМЕТРИИ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛА С МАНЖЕТОЙ

© 2023 г. О. А. Леонов^{а,*}, Н. Ж. Шкаруба^а, Л. А. Гринченко^а,
Д. А. Пупкова^а, Д. У. Хасьянова^б

^аРоссийский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия

^бИнститут машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: metr@rgau-msha.ru

Поступила в редакцию 06.06.2023 г.

После доработки 03.08.2023 г.

Принята к публикации 20.08.2023 г.

В статье проведен анализ факторов, влияющих на надежность и долговечность соединения вала с резиновой армированной манжетой. Установлено, что теория герметичности таких соединений еще не разработана. Качество работы соединения принято оценивать по величине утечек. Выявлено, что величина утечек зависит от материалов изготовления вала и манжеты, шероховатости поверхности вала, наличия пыли в зоне трения, качества уплотняемой жидкости, температуры работы. Кроме этого, на долговечность работы оказывают влияние параметры макрогеометрии – отклонение от перпендикулярности манжеты к валу, отклонение от соосности и радиальное биение вала. Проведен многофакторный эксперимент, в результате которого установлена эмпирическая зависимость между радиальным биением вала, частотой вращения и натягом в соединении по критерию начала утечек. Анализ полученной зависимости показал, что радиальное биение должно быть компенсировано натягом в соединении, а при увеличении частоты вращения величина компенсации должна быть больше в связи с тем, что рабочая кромка манжеты не успевает следить за валом. Получена эмпирическая зависимость между величиной натяга и утечками, которая свидетельствует о том, что при меньших натягах утечки будут больше. Результаты исследований можно использовать на этапе конструирования сборочных единиц с манжетами, чтобы снизить влияние радиального биения и отклонения от соосности вала относительно манжеты.

Ключевые слова: резиновая армированная манжета, натяг, утечки, отклонение от соосности, отклонение от перпендикулярности, радиальное биение

DOI: 10.31857/S0235711923060111, **EDN:** ETCVUM

Основные положения теории герметичности контактных уплотнительных устройств базируются на гидродинамической и эластогидродинамической теории смазки, теории сухого и граничного трения [1, 2].

Классической теории герметичности манжет еще не существует, поэтому зависимость утечек от толщины масляной пленки выглядит так [1]

$$Q \sim \delta^s, \quad (1)$$

где s – показатель степени (обычно $s = 3$).

Оптимальным считается режим трения, когда происходит снижение коэффициента трения, величины утечки, износа манжеты, что соответствует определенному значе-

нию эквивалентного зазора. При сухом и граничном трении наблюдается повышенный износ манжеты и как следствие — утечки. При гидродинамической смазке утечки растут из-за увеличения эквивалентного зазора h и уменьшения давления P_k .

Утечки принято выражать в виде удельной величины [1, 2]

$$\bar{Q} = \frac{Q}{B}, \quad (2)$$

где Q — величина утечки в секунду или час, мм³/с (см³/ч); $B = \pi d$ — периметр уплотнения, м; d — диаметр вала, м.

Для радиальных армированных манжет установлен класс герметичности [1] 2—1 и 2—2, где величина удельной утечки соответственно равна 0.005—0.05 и 0.05—0.5 мм³/(м · с). Для тяжелых условий работы используется класс 3—1, где $Q = 0.5$ —5.0 мм³/(м · с). По данным [1] величина удельной утечки для радиальных армированных манжет составляет $\bar{Q} \leq 10^{-2}$ см³/(см · ч).

В практических работах большое место уделяется исследованию влияния натяга N манжеты на вал и удельного давления на долговечность и герметичность соединения. Г.Г. Лавровым установлена зависимость между натягом и герметичностью соединения, Г.Д. Чернышевым рекомендуется величину натяга принимать равной 0.5—1.0 мм на радиус [1, 2]. Объединяя накопленный практический опыт, институты НАТИ и НИИРП рекомендуют для каждого конкретного вида соединения проводить контрольные испытания с воспроизведением рабочих параметров с целью определения оптимальных значений натяга и давления.

При изучении процесса изнашивания деталей соединения выявлено, что нормальная температура в зоне контакта 50—70°С и изнашивание манжет резко возрастает при достижении 70—100°С. Повышение температуры приводит к увеличению твердости и хрупкости, трещинам и разбуханию манжеты, ускорению изнашивания вала [3]. Установлено, что наибольшее влияние на контактную температуру оказывают натяг, давление и частота вращения.

На механический износ значительное влияние оказывает шероховатость поверхности вала и наличие абразива в зоне трения [1—3]. Причем оптимальной является шероховатость поверхности в пределах $R_a = 0.16$ —0.63 мкм. При шероховатости поверхности $R_a = 0.04$ —0.08 мкм масляная пленка не будет находиться во впадинах и не будет создаваться гидродинамический слой между валом и манжетой, а при шероховатости поверхности $R_a > 1.25$ мкм будет происходить увеличение коэффициента трения и изнашивание резиновой кромки манжеты. Также проводятся исследования по оценке влияния направления выступов кромки шероховатости поверхности вала по отношению к поверхности манжеты и уплотняемой жидкости [4, 5].

Долговечность контактных уплотнений также зависит от наличия абразива в зоне трения. Сельскохозяйственные работы относятся к разряду высокой загрязненности рабочей среды (масла, поверхностей валов и т.д.). Состав пыли и средний процент загрязненности воздуха масла при сельскохозяйственных работах проанализирован в [6] и представлен в табл. 1.

В зависимости от запыленности воздуха изменяется и загрязненность масла. По данным ГОСНИТИ, НАТИ, ВИСХОМ [6] к концу межремонтного периода в трансмиссии тракторов концентрация абразива в масле достигает 2.5—3.5%, среднее значение за период эксплуатации — 2%. А для редукторов картофелеуборочных комбайнов концентрация абразива в масле сразу после ремонта составляет 0.5—1.5% и к концу трех-четырех лет эксплуатации 1.5—2.5%, среднее значение — 1.5%.

Износостойкость сырых валов в 1.5—2.0 раза выше закаленных, если нет абразива в зоне трения. Увеличение процента абразива в масле приводит к необходимости повышения твердости вала. Твердость вала должна быть в пределах HRC 15—55. Изучено

Таблица 1. Количественный и качественный состав пыли при сельскохозяйственных работах в Нечерноземной зоне России

Размеры частиц, мкм	до 10	10–100	100–250	Свыше 250
Процент содержания от общего количества, %	43.9	51.3	4.1	0.7

Главный компонент пыли – кремний Si – 78%

Запыленность воздуха от 0.5 до 7 г/м³, среднее значение 2 г/м³

также и отрицательное воздействие коррозии вала на износостойкость соединения. В общем машиностроении для снижения влияния коррозии рекомендуется проектировать валы из стали Ш15, 9Х13, 2Х13, 20ХНР, 30ХСНА, 38ХГСА, 18ХГТ, в сельскохозяйственном машиностроении – из стали 45Х, 45ХС [7].

Масло, заливаемое в двигатель, коробки передач и трансмиссию, является достаточно неактивным по отношению к манжете, но при определенной температуре и наличии серы химическая активность масла повышается, что приводит к разбуханию и растрескиванию кромок манжет. Поэтому каждому виду (классу) масла должен соответствовать определенный вид (класс) резины, что обеспечивает заданную долговечность при правильном подборе пары. Резина также окисляется воздухом и теряет эластичность. По данным ГОСНИТИ при хранении манжет 3–4 года ресурс их составляет 36–64% от новых.

Наилучшим считается режим работы соединения, при котором после приработки стабилизируются параметры режима работы и при рациональной шероховатости поверхности вала образуется микро-гидродинамическая масляная пленка, что значительно повышает долговечность соединения [8–10]. Длительность безотказной работы соединения характеризуется таким параметром, как давление манжеты на вал. Даже при идеальной шероховатости поверхности превышение давления приводит к значительному износу кромки манжеты, а занижение – к утечкам [11, 12]. Отказ такого соединения формируется постепенно и его можно описать с помощью гауссовской модели [13].

Главной помехой в стабилизации режимов работы являются параметры макрогеометрии соединения, такие, как радиальное биение вала r [14], отклонение от соосности осей вала и манжеты Δ , отклонение от перпендикулярности осей манжеты и вала γ [15–18]. Таким образом, исследования параметров макрогеометрии соединения вала с резиновой армированной манжетой являются актуальными и позволяют решить проблему обеспечения надежности и долговечности соединения.

Цель исследования. Экспериментально оценить величину натяга в соединении манжеты с валом по критерию начало утечек в зависимости от радиального биения и отклонения от соосности.

Средства и методы исследований. В исследованиях использованы положения теории точности, теории вероятности и математической статистики, теория планирования и реализации многофакторного эксперимента и корреляционный анализ.

Объект исследований – соединение вала с резиновой армированной манжетой 1.1-45 × 65-1 ГОСТ 8752-79.

Предмет исследований – параметры макрогеометрии соединения: отклонение от соосности, перпендикулярности и радиальное биение вала.

Результаты исследований и их анализ. Отклонение от перпендикулярности манжеты к валу приводит к размазыванию масляной пленки по внутренней и, самое главное, наружной поверхности вала, в результате чего увеличиваются утечки уплотняемой жидкости и износ манжеты (рис. 1). Дестабилизация натяга и давления в данном случае незначительна. Устранение влияния этого параметра сводится лишь к правильной

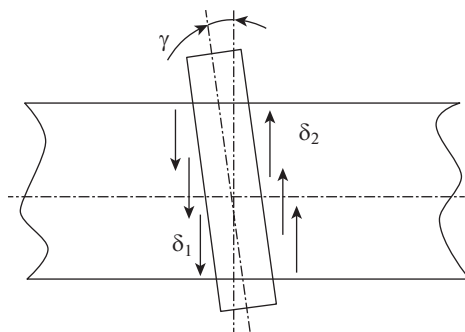


Рис. 1. Отклонение от перпендикулярности манжеты и вала.

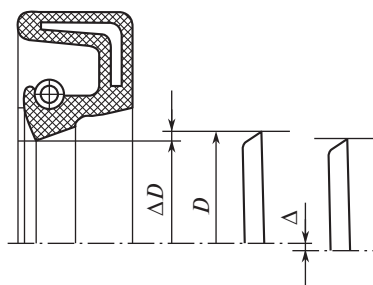


Рис. 2. Отклонение от соосности манжеты и вала.

установке манжеты, т.е. к положению, когда она упирается всей боковой поверхностью (а не точкой) в крышку.

Отклонение от соосности диаметров манжеты и вала ΔD приводит к неравномерности местного давления, что вызывает повышение контактной температуры, нестабильность масляной пленки и увеличение местного износа манжеты. Особенно это отражается на пыльнике. Отклонение от соосности может достигать 0.6 мм и не оказывать влияния на герметичность соединения, если только обеспечивается стык (натяг) между валом и манжетой (рис. 2), что формируется условием

$$\Delta D = (D - D_r)/2 > \Delta, \quad (3)$$

где D – диаметр вала, мм; D_r – диаметр отверстия манжеты, мм; ΔD – величина натяга в радиусном выражении.

При нарушении условия (3) начнутся утечки уплотняемой жидкости и проникновение пыли и грязи внутрь агрегата.

Величины допустимых отклонений от соосности в зависимости от диаметра вала, приведены в табл. 2 [10].

Радиальное биение вала относительно манжеты приводит к еще более сложным последствиям. Наличие радиального биения приводит к колебаниям контактного давления, нарушается масляная пленка и увеличивается износ.

Предельное радиальное биение вала определяют в зависимости от частоты вращения вала (табл. 2).

Выявлено [1], что с увеличением частоты вращения вала манжета не успевает “следить” за валом, происходит раскрытие стыка и возрастают утечки, поэтому сформули-

Таблица 2. Нормированные и фактические параметры сопряженных с манжетами валов и отверстий корпусов [10]

Наименование отклонения формы и расположения поверхностей	Допускаемая величина, мм, для		Фактические диапазоны, мм, для	
	вала	отверстия	вала	отверстия
Допустимое отклонение от соосности при диаметре вала, Δ , мм:				
до 55		0.10		
55–120	—	0.15	—	новых до 0.2, изношенных до 0.31 мм
120–320		0.20		
320–500		0.25		
Предельное радиальное биение вала r , мм, при частоте вращения, мин^{-1} :			новых соединений до	
0–1000	0.18	—	0.1	—
1000–2000	0.15		изношенных до 0.5–0.6	
2000–3000	0.12			
3000–4000	0.10			

ровано правило: скорость восстановления формы кромкой манжеты v_b должна быть больше скорости скольжения v , т.е.

$$v_b \geq v = \frac{d}{2} \omega, \quad (4)$$

где ω — частота колебаний, с^{-1} .

В работе [1] описана зависимость для определения критической частоты вращения из условия (4) для идеально упругого контакта

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1}{K_1 M} \left(\frac{p_{c \min}}{0.5r} - K_2 E \right)}, \quad (5)$$

где M — масса деформируемого участка манжеты; $p_{c \min}$ — минимальное статистическое давление; E — динамический модуль упругости материала манжеты; K_1 и K_2 — коэффициенты, характеризующие конструктивные параметры манжеты [1].

Зависимость (5) не гарантирует точности расчета из-за нестабильности по периметру манжеты и нечеткости определения ряда параметров ($p_{c \min}$, E , M), что и оговаривается в [1]: “...задача аналитической оценки данного вопроса для упруго-вязкого контакта не решена”. Рекомендуются экспериментальный путь решения этого вопроса для каждого вида манжеты и условий работы.

Раскрытие стыка от действия радиального биения и отклонения от соосности нужно компенсировать натягом в соединении с учетом взаимного влияния радиального биения и частоты вращения. Натяг, в свою очередь, образуется за счет отклонения вала и отверстия. Колебания отклонений в результате изготовления приводят к вариации натяга, что отражает допуск посадки.

С целью определения взаимосвязи параметров предельного состояния соединения (N , r и Δ) по критерию начала утечек был реализован полный факторный эксперимент 5^2 для соединения манжеты с валом (манжета 1.1-45 $\times$ 65-1 ГОСТ 8752-79) и получена следующая зависимость (рис. 3)

$$r = 0.52N - 1.95 \times 10^{-4}n - 8.76 \times 10^{-4}Nn, \quad (6)$$

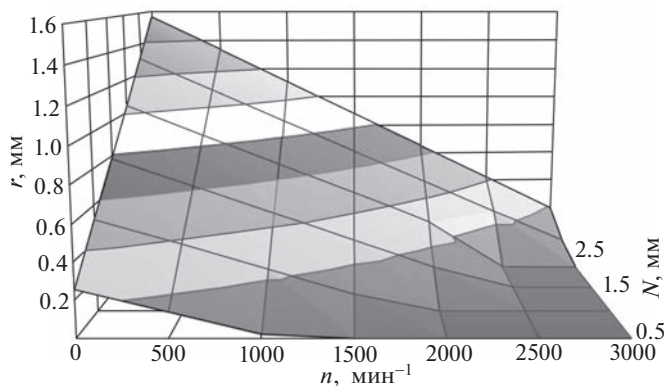


Рис. 3. Зависимость радиального биения вала от частоты вращения и натяга по критерию начала утечек.

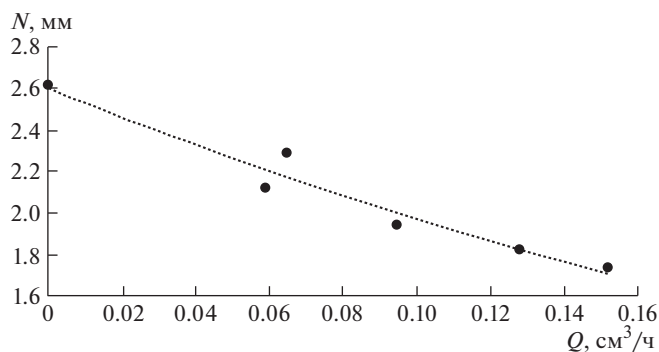


Рис. 4. Зависимость утечек от натягов в соединении $y = 2.6027e^{-2.779x}$, $R^2 = 0.953$.

где n — частота вращения вала, мин^{-1} ; размерности N и r — в миллиметрах.

Коэффициент множественной корреляции модели (6) $\rho_m = 0.89$, все коэффициенты значимы и адекватны, модель работоспособна.

В результате анализа результатов длительных стендовых испытаний исследуемого эталонного соединения (вал—Сталь 45, HRC 30–50, $R_a = 0.32$ мкм) были получена эмпирическая зависимость изменения величины утечек Q ($\text{см}^3/\text{ч}$) от натяга (рис. 4).

При уменьшении натяга (рис. 4) происходит увеличение утечек в соединении. Экспериментальные данные аппроксимируются экспоненциальной функцией (достоверность аппроксимации $R^2 = 0.953$)

$$N = 2.6027e^{-2.779Q}. \quad (7)$$

Полученная зависимость (7) свидетельствует о том, что уменьшение натяга приводит к снижению удельного давления рабочей кромки манжеты на вал, и, следовательно, согласно теории гидродинамической смазки, возникает масляный клин, увеличивающийся по мере снижения давления. С одной стороны, наличие масляного клина значительно снижает износ манжеты и вала, с другой стороны происходит расход масла и уменьшение его количества в сборочной единице.

Учитывая, что номинальная величина удельной утечки для резиновых армированных манжет составляет $\bar{Q} \leq 10^{-2} \text{ см}^3/(\text{см} \cdot \text{ч})$, то для исследуемого соединения диаметром 45 мм, эта величина соответствует утечкам $0.1413 \text{ см}^3/\text{ч}$. Таким образом, видно (рис. 4), что утечки будут больше при натягах менее 1.75 мм.

Вывод. Соединения манжет с валами, при кажущейся простоте, являются достаточно сложными сопряжениями, в которых для достижения наибольшей долговечности необходим рациональный подход к нормированию целого ряда влияющих факторов. Наряду с такими показателями качества деталей соединения, как материалы изготовления вала и манжеты, шероховатость поверхности вала, наличие пыли в зоне трения, качество уплотняемой жидкости, температура работы и т.д. на долговечность работы оказывают влияние параметры макрогеометрии — отклонение от перпендикулярности манжеты к валу, отклонение от соосности и радиальное биение вала. Если отклонение от перпендикулярности можно обнаружить при эксплуатации соединения путем визуального контроля и постановки манжеты в строго перпендикулярное положение, то отклонение от соосности и радиальное биение необходимо компенсировать натягом манжеты на вал. Натяг в свою очередь в процессе эксплуатации будет уменьшаться за счет изнашивания рабочей кромки манжеты, что будет приводить к увеличению утечек в соединении.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голубев А.И., Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника. М.: Машиностроение, 1985. 463 с.
2. Голубев Г.А., Кукин Г.Н., Лазарев Г.Е., Чичинадзе А.В. Контактные уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1976. 264 с.
3. Журавлева С.Н. Повышение износостойкости манжетных уплотнений для вращающихся валов // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2014. № 19. С. 53.
4. Mhammed E.G., Fatu A., Hajjam M. Effect of grooved shaft on the rotary lip seal performance in transient condition: Elasto-hydrodynamic simulations // Tribology International. 2015. V. 93 (A). P. 411.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.09.031>
5. Zhang F., Zhang Y. Research on sealing performance of oil seals with micro-dimple texture on lips // Industrial Lubrication and Tribology. 2020. V. 73. № 1. P. 113.
<https://doi.org/10.1108/ILT-06-2020-0198>
6. Сковородин В.Я. Долговечность сопряжений деталей отремонтированной сельскохозяйственной техники (на примере сельскохозяйственных тракторов): Дис. ... д-ра техн. наук. Л., Пушкин: ЛСХИ, 1985. 284 с.
7. Кривошеев И.А., Ивашин А.Ф., Осипов Е.В., Чебаков А.В. Обеспечение герметичности турбо-насосных агрегатов в составе двигателей летательных аппаратов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2018. № 54. С. 105.
<https://doi.org/10.15593/2224-9982/2018.54.09>
8. Мельников О.М., Казанцев С.П., Чеха О.В. Оценка показателей качества деталей и соединения “вал–манжета” // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2019. № 5 (93). С. 8.
<https://doi.org/10.34677/1728-7936-2019-5-8-13>
9. Мельников О.М. Работоспособность соединений “вал–манжета” и повышение их надежности // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2018. № 2 (84). С. 50.
<https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-2-50-54>
10. Мельников О.М., Казанцев С.П., Игнаткин И.Ю., Скороходов Д.М., Белов М.И. Совершенствование уплотнительных устройств подшипниковых узлов сельскохозяйственной техники // Агроинженерия. 2022. Т. 24. № 3. С. 68.
<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-3-68-72>

11. Ерохин М.Н., Белов М.И., Мельников О.М. Методика расчета контактного давления манжеты на вал // Вестник машиностроения. 2020. № 11. С. 39.
<https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-11-39-45>
12. Ерохин М.Н., Леонов О.А., Катаев Ю.В., Мельников О.М. Методика расчета натяга для соединений резиновых армированных манжет с валами по критерию начала утечек // Вестник машиностроения. 2019. № 3. С. 41.
13. Leonov O.A., Shkaruba N.Z. Calculation of Fit Tolerance by the Parametric Joint Failure Model // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49. № 12. P. 1027.
<https://doi.org/10.3103/S1052618820120092>
14. Голубев Г.А. О динамическом эффекте, возникающем в манжетных уплотнительных узлах быстровращающихся валов // Сборник вопросов трения и проблем смазки. М.: Наука, 1988. 252 с.
15. Hand B.P., Erdogan, N., Murray D., Cronin P., Doran W., Murphy J. Experimental testing on the influence of shaft rotary lip seal misalignment for a marine hydro-kinetic turbine // Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2021. V. 50. № 9. P. 101874.
<https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101874>
16. Borrás X., Rooij M., Schipper D.J. Misalignment-induced macro-elastohydrodynamic lubrication in rotary lip seals // Tribology International. 2020. V. 151. P. 06479.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106479>
17. Zhang Sh., Wu Zh., Shang Y., Qian Zh., Ke Y., Xia Y. Wear Simulation of Rotary Shaft Lip Seal // Run Hua Yu Mi Feng. Lubrication Engineering. 2021. V. 46 (3). P. 119.
<https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2021.03.019>
18. Erokhin M.N., Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Amelin S.S., Bodunov D.M. Application of Dimensional Analysis for Calculating the Total Misalignment between a Seal and a Shaft // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2021. V. 50. № 6. P. 524.
<https://doi.org/10.3103/S1052618821060066>