

РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ МАНЖЕТ

Пайметькин А.С., магистрант, тел. 89370371120,
paumetkin2015@mail.ru

Салахутдинов И.Р., кандидат технических наук, доцент,
тел. 8(8422) 55-95-13, ilmas.73@mail.ru
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

Ключевые слова: манжета, регулятор, станина, калибровка, патрон, рабочая жидкость, электродвигатель, сила инерции, лопатка, трение

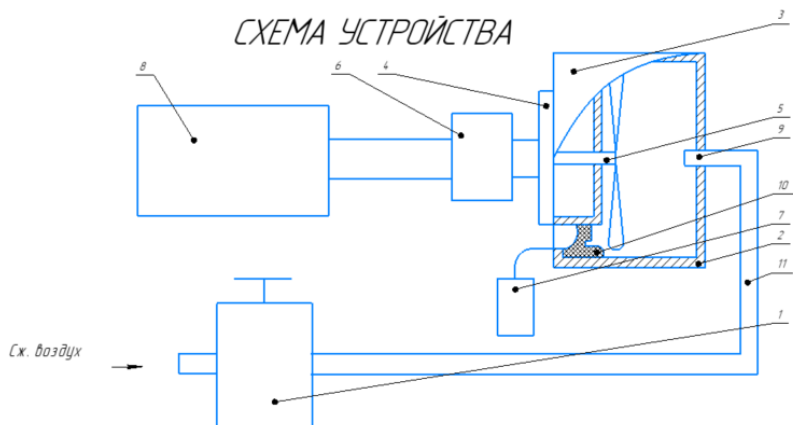
Работа посвящена разработке устройства для контроля состояния манжет транспортно-технологических машин — это техническое диагностирование, направленное на создание инструментов для оценки работоспособности уплотнительных элементов (манжет) в узлах трения, трансмиссиях, гидравлических системах без их полного разбора.

Для герметизации соединений элементов в гидро- и пневмосистемах ТТМ, широкое применение находят уплотнения кольцевого и манжетного типа. Радиальные армированные манжеты являются распространенным типом уплотнений валов применяемых на ТТМ, их замена требует больших трудозатрат, для оценки контроля состояния возьмем это изделие. В качестве прямого критерия оценки работоспособности манжет целесообразно использовать величину утечек рабочей жидкости. Это обусловлено тем, что в результате утечек нарушается режим работы систем, узлов и агрегатов, и при определенной утечке достигает критических значений, что приводит технику к выходу из строя [1,2].

Следовательно, необходимо разработать устройства, которые позволяли бы оценивать значения критериев состояния РТИ. Анализ оборудования на ПТОРе, технологический процесс РТО, уровень подготовки специалистов позволяет сформулировать общие требования

к устройствам контроля состояния РТИ: устройства должны позволять, оценивать состояние РТИ по выработанным критериям работоспособности. Изготовление устройств должно быть простым, а их установка и использование не должно требовать каких-либо изменений в планировке постов ПТОРа; использование и обслуживание устройств не должно предъявлять специальных требований к подготовке обслуживающего персонала. Составные части устройств должны позволять изготавливаться в условиях предприятия или состоять из деталей ТТМ.

Контроль состояния манжет с использованием устройства, принципиальная схема которого представлена на рисунке 1.



1 – регулятор; 2 – станина устройства; 3 – корпус устройства;
4 – калиброванная втулка; 5 – вал с лопатками; 6 – патрон; 7 – ёмкость;
8 – электродвигатель; 9 – заливная горловина; 10 – манжета;
11 – воздушный шланг

Рисунок 1 – Схема предлагаемого устройства

Устройство работает следующим образом: в корпус 3 заливается через горловину 9 штатное масло, борботаж которого осуществляется лопатками 5. Испытываемая манжета 10 устанавливается на калиброванную втулку 4, которая приводится во вращение электродвигателем через вал 5, устанавливаемый с натягом в токарном патроне 6.

В корпусе устройства с использованием внешнего источника создается рабочее давление воздуха, которое фиксируется манометром. Утечки рабочей жидкости возникающие в процессе испытания манжеты поступают в мерную жидкость. Анализ условий работы манжет в узлах и агрегатах позволил установить следующее. Изменение состояния манжета обусловлено процессами старения при высоких температурах и потерей эластичности при низких температурах, а также механическим стеклованием при высоких частотах вращения. По данным, увеличение частоты вращения более 3000 об/мин приводит к резкому увеличению утечек рабочей жидкости. Важной причиной утечек через манжетные уплотнения является наличие статического E_c и динамического E_d эксцентриситетов валов. Первый обуславливает неравномерность распределения давления. R_k по окружности кромки, второй- радиальные перемещения точек уплотняющей кромки при вращении вала.

Таким образом, появление утечек рабочей жидкости определяется отклонениями от окружности поверхности вала, частотой вращения и скоростью вращения, динамическим и статическим эксцентриситетом, свойствами резины и жидкости, погрешностями установки.

Исходя из вышеизложенного, устройство для контроля состояния манжет должно отвечать следующим требованиям:

- частота вращения вала должна быть 2500 об/мин
- перепад давлений не должен превышать 0,15 мПа
- мощность двигателя должна обеспечить вращение сопряженных деталей без прокручивания
- калиброванные втулки и стаканы должны следовать условиям испытания манжет, близкие к реальной работе в агрегатах и узлах ТТМ.

Для обеспечения работы предлагаемого устройства мощность двигателя должна быть такой, чтобы выполнялось условие: $M_n \geq M_c$

где M_n - пусковой момент, Н*м; M_c – момент сопротивления вращения, Н*м.

Момент сопротивления вращению M_c обусловлен моментом инерции, возникающей на валу деталей устройства, и моментом, создаваемым силами трения, возникающими между манжетой и валами, а также при барботаже масла лопатками [3]:

$$M_c = M_H + M_{TP} \quad (1)$$

Момент обусловленный силами инерции определяется по формуле:

$$M_H = \frac{J_c}{9,55} = a_{вр} \quad (2)$$

где: M_H - момент на валу устройства, обусловленный силами инерции, Н*м; J_c - суммарный момент инерции вращающихся деталей устройства кг*м²; $a_{вр}$ – вращательное ускорение, (об/мин)/с.

Определение момента инерции вращающихся деталей осуществлялось исходя из максимальных размеров деталей устройства для испытания манжет с наибольшим внутренним диаметром, используемых в конструкции ТТМ.

Момент инерции цилиндрических тел (патрона, вала) определяется согласно по формуле [4]:

$$J = \frac{m}{12} (3 \cdot R^2 + h^2) \quad (3)$$

где m - масса вращающейся детали, кг.; R – радиус устройства детали, м.; h – высота деталей устройства, м.;

Момент инерции полый цилиндрической детали (калибр, втулка) определяется как

$$J = \frac{m}{12} (3 \cdot R^2 + r^2 + h^2) \quad (4)$$

где: R –радиус по наружной поверхности втулки, м.; r –радиус по наружной поверхности втулки; m -масса калиброванной втулки; h - высота втулки, м.

Масса вращающихся деталей устройства определялась по формуле:

$$m = V \cdot \rho \quad (5)$$

где: V - объем детали, м³; ρ - плотность стали : $\rho=7,9 \cdot 10^3$ кг/м³

Масса токарного патрона будет составлять:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} h_1 = \frac{3,142 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,06 = 3,01 \cdot 10^{-4} (\text{м}^3)$$

По формуле (5):

$$m_2 = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 7,9 \cdot 10^3 = 0,1 \text{ (кг)}$$

Объём калиброванной втулки определяется как суммы объёмов полого цилиндра и боковой части калиброванной втулки, имеющей отверстия под вал:

$$V_1 = V'_3 + V''_3$$

где: V'_3 – объём полого цилиндра, (м³)

$$V'_3 = \pi L \left[\left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \right) \right]$$

где L – высота полого цилиндра без боковой части, м; D_1 – наружный диаметр полого цилиндра, м; d_1 – внутренний диаметр полого цилиндра, м; V'_3 – объём боковой части калиброванной втулки, м³

$$V''_3 = \pi L \left[\left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 \right) \right]$$

где: L – толщина боковой части, м; d_2 – диаметр отверстия боковой части втулки

$$V'_3 = \pi L \left[\left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \right) \right] = 3,142 [0,05(0,06^2 - 0,055^2) + 0,005(0,06^2 - 0,008^2)] = 1,46 \cdot 10^{-4} [\text{м}^3]$$

По формуле (5)

$$m = 1,46 \cdot 10^{-4} \cdot 7,9 \cdot 10^3 = 1,15 \text{ кг}$$

По формуле (3) момент инерции токарного патрона составляет:

$$J_1 = \frac{2,38}{12} (3 \cdot 0,04^2 + 0,06^2) = 0,00175 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

По формуле (3) момент инерции вала равен:

$$J_2 = \frac{0,1}{12} (3 \cdot 0,008^2 + 0,065^2) = 0,000037 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент равен инерции:

$$J_c = J_1 + J_2 + J_3 = 0,00175 + 0,000037 + 0,0016 = 0,0034 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Вращательное ускорение определяется по формуле [5]:

$$a_{\text{вп}} = \frac{n}{t_n}; \quad (6)$$

где: n – частота вращения вала устройства; t_n – время, за которое частота вращения нарастает от 0-2500 об/мин

$$a_{\text{вп}} = \frac{n}{t_n} = \frac{2500}{60} = 41,67$$

Следовательно, момент обусловленный силами инерции по формуле (2) составляет:

$$M_{II} = \frac{0,0034}{9,55} \cdot 41,67 = 0,0148 \text{ Нм}$$

В устройстве создаются моменты механического и жидкостного трения вызываемые трением кромки манжеты по поверхности калиброванной втулки, а также трением лопаток в масле.

В соответствии с (3) момент механического трения определяется так:

$$M_{тр} = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot \bar{\rho} \cdot D \quad (7)$$

где: f - коэффициент трения резины по металлу; $f=0,1$;

$\bar{\rho}$ - удельное усилие контакта резиновой кромки с втулкой

$$\bar{\rho} = 1,5$$

D - диаметр калиброванной втулки, см

$$M_{тр} = \frac{3,142}{2} \cdot 0,1 \cdot 1,5 \cdot 12^2 = 33,93 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,339 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент жидкостного трения рассчитывается исходя из управления равен:

$$M_{ж.тр} = F \cdot L \quad (8)$$

где: F - гидродинамическая сила сопротивления перемещению лопаток в масле, Н; L - путь жидкостного трения лопаток, м

Гидродинамическая сила находится по формуле:

$$F = (C_x \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S) / 2 \quad (9)$$

где: C_x - коэффициент гидродинамического сопротивления. $C_x=0,08$; V - окружная скорость лопаток м/с; S - площадь контакта лопаток с маслом м²; ρ - плотность масла ρ - 900 Па

Окружная скорость лопаток определяется, как

$$V \cdot R \cdot \omega = R \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (10)$$

где: R - длина лопатки, м; ω - угловая частота вращения лопаток, с⁻¹; n - частота вращения вала, об/мин

$$V = 0,09 \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 2500}{600} = 23,56 \text{ м/с}$$

Площадь контакта лопаток с масляной средой S определяется по уравнению:

$$S = b \cdot h$$

где: b - максимальная ширина лопатки, м; h - глубина погружения лопатки в масло.

$$S = b \cdot h = 0,01 \cdot 0,02 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Тогда гидродинамическая сила сопротивления перемещению лопаток по формуле (9) составляет:

$$F = (0,08 \cdot 900 \cdot 23,56^2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}) / 2 = 3,99 \text{ Н}$$

Путь жидкостного трения определяется по формуле:

$$L = 0,01745 \cdot r \cdot d$$

где: r - длина лопатки, м; α - угол прохождения лопаток в масле

$$L = 0,01745 \cdot r \cdot d = 0,01745 \cdot 0,09 \cdot 70 = 0,11 \text{ м}$$

Согласно формуле (8) момент жидкостного трения составляет:

$$M_{\text{ж.тр}} = 3,99 \cdot 0,11 = 0,439 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По формуле (1) определяем суммарный момент сопротивления вращению деталей устройства:

$$M_{\Sigma} = M_{II} + M_{\text{ж.тр}} = 0,0148 + 0,439 = 0,792 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{дв}} = \frac{M_{\Sigma} \cdot n}{9550}, \text{ кВт} \quad (11)$$

где n - частота вращения детали устройства об/мин

Тогда требуемая мощность электродвигателя для привода предлагаемого устройства контроля состояния манжет составляет:

$$P_{\text{дв}} = \frac{M_{\Sigma} \cdot n}{9550} = \frac{0,792 \cdot 2500}{9550} = 0,21 \text{ кВт}$$

Таким образом, для обеспечения работы предлагаемого устройства необходим электродвигатель с мощностью не менее 0,21 кВт.

Наиболее полно отвечает предъявленным требованиям электродвигатели постоянного тока марки МЭ 256 бульдозера Т-170М1.03ЕР мощностью 0,22 кВт, который способен развивать 2500 об/мин. Передача вращающего момента электродвигателя к

калиброванной втулке обеспечивается токарным патроном и валом, установленным в патроне с определенной величиной натяга.

В соответствии с диаметром отверстия патрона диаметр вала составляет $d = 16$ мм, а его длина 125 мм. Соединение «вал - токарный патрон» осуществляется путем прессования вала в стандартный трёхкулачковый токарный патрон. Вероятность безотказной работы соединения должна составлять $p=0,97$. Схема действия сил в соединении «Вал- токарный патрон» показан на рисунке 2.

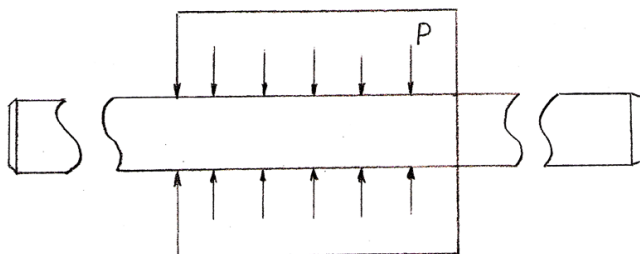


Рисунок 2 - Действия сил в соединении «вал - токарный патрон»

Величина максимального натяга определяется как:

$$N' = N_p \max - I \quad (12)$$

где: $N_p \max$ - расчётный максимальный натяг, мм; I - поправка в зависимости от шероховатости соединений, мм

Условия прочности соединения удовлетворяются при

$$N_{p \min} > N_{\min}^p$$

где: $N_{\min}^p$ - требует расчётный min натяг

$$N_{p \min}^{\max} = \bar{N} \pm C \cdot \sqrt{T_o + T_d} \quad (13)$$

где $\bar{N}$ - среднее значение натяга, мм; T_o - предельные отклонения вала, мм; T_d - предельные отклонения вала, мм; C - коэффициент, зависящий от вероятности безотказной работы $c = 0,31$ при $p=0,97$

Среднее значение натяга определяется по формуле

$$N = 0,15(N_{\min}^t + N_{\max}^t) \quad (14)$$

где: $N_{\max}^{\min}$ - минимальный и максимальный натяг посадки по таблицам стандарта

Требуемый минимальный расчетный натяг определяется по формуле:

$$N_{\min}^p = N + I \quad (15)$$

N - расчётный натяг посадки, мм; I - поправка, зависящая от шероховатости, мм; $I = 0,015$ мм при $R2=6,3$ мкм

Расчётный натяг посадки определяется исходя из уравнения:

$$N = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (16)$$

где: P - давление на поверхности контакта, мПа; d - диаметр вала, мм; $C_{1,2}$ - коэффициенты, зависящие от диаметра сопряжённых частей Пуассона. E_1, E_2 -модули упругости, мПа; $E_{1,2}=2,1$

$$E_{1,2} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{Па}$$

-для стали Ст 3

Давление на поверхности контакта находится по формуле:

$$P = \frac{\sqrt{F_t^2 + F_a^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot k} \quad (17)$$

где: F_t - осевая сила, Н; F_a - осевая сила, $F=2500$ Н; d - диаметр соединения, мм; l - длина соединения, мм; K - коэффициент запаса, $K = 2$

$$F_t = \frac{2M}{d}$$

Окружная сила находится по формуле:

где: M - момент в соединении, Н.м; d - диаметр соединения, мм

$$F_t = \frac{2M}{d} = \frac{2 \cdot 0.792 \cdot 10^3}{16} = 99[H]$$

Величина давления на поверхности контакта составляет

$$P = \frac{\sqrt{99^2 \cdot 10^6 + 2.5 \cdot 10^6}}{2 \cdot 3.142 \cdot 16 \cdot 50} = 19.7[мПа]$$

Коэффициенты C_1 и C_2 находятся по формуле

$$C_{1,2} = \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} \mp M_{1,2}$$

где : d_1 - диаметр токарного патрона, мм; d – диаметр вала, мм; m - коэффициент Пуассона $m=0,3$

$$C_1 = \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} - \mu_1 = \frac{80^2 + 16^2}{80^2 - 16^2} - 0.3 = 0.78$$

$$C_1 = \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} - \mu_1 = \frac{80^2 + 16^2}{80^2 - 16^2} + 0.3 = 1.38$$

По формуле (16) находим расчетный натяг:

$$N = 19.7 \cdot 16 \left(\frac{0.78 - 1.38}{2.1 \cdot 10} \right) = 0.0033 [\text{мм}]$$

Величина требуемого минимального расчетного натяга составляет:

$$N_{\min}^P = N + H = 0.0033 + 0.015 = 0.0183 [\text{мм}]$$

По таблицам стандарта этот минимальный расчетный натяг может гарантировать посадка d16 H7/I7, для которой отклонения отверстия 0118 мКм, отклонение вала +33 +51 мКм

$$N_{\min}^T = 0.003 - 0.018 = 0.0015 [\text{мм}]$$

$$N_{\max}^T = 0.051 - 0 = 0.051 [\text{мм}]$$

Отмечаем, что $N_{\min}^T < N_{\min}^P$.

Проверяем условие прочности с учётом вероятности отказа по формуле

$$\bar{N} = 0.5(0.015 + 0.051) = 0.033 [\text{мм}] \quad (14)$$

Допуск отверстия T_D и допуск вала T_d находятся по формуле:

$$T_D = ES - EJ; T_d = es - ei$$

где: ES, es - верхние отклонения, мм; EJ, ei - нижние предельные отклонения размеров, мм

По формуле (17) определяем допуск отверстия и вала:

$$T_D = 0.018 - 0 = 0.018 [\text{мм}]$$

$$T_d = 0.051 - 0.035 = 0.018 [\text{мм}]$$

По формуле (13) расчётный максимальный натяг равен:

$$N_{p \max} = 0.033 + 0.31 \sqrt{0.018^2 + 0.018^2} = 0.041 [\text{мм}]$$

$$N_{p \min} = 0.033 - 0.31 \sqrt{0.018^2 + 0.018^2} = 0.025 [\text{мм}]$$

$$N_{p \min} > N_{\min}^P; 0.025 \text{ мм} > 0.0183 \text{ мм}$$

Условие прочности соединения удовлетворяется по формуле (12) максимальный натяг посадки будет составлять:

$$N=0,041-0,015=0,026 \text{ мм.}$$

Таким образом, запрессовка вала в отверстие токарного патрона должна производиться с максимальным натягом посадки равным 0,026 мм.

Для создания условий испытаний манжет аналогичным реальным условиям их работы в агрегатах ТТМ, необходимо, чтобы материал для изготовления калиброванных втулок, монтажных стаканов и качество обработки их поверхности валов, посадочных гнёзд в агрегатах и узлах ТТМ.

Для изготовления валов должна быть использована сталь, обеспечивающая твёрдость поверхности трения не менее HRS 50. Этому требованию соответствует сталь Ст 45, а также другие более качественные марки стали. Шероховатости обработки поверхности должны быть не менее 9. При этом не допускаются риски и другие дефекты.

Следовательно, калиброванную втулку устройства необходимо изготавливать из стали марки Ст 45. Шероховатость наружной поверхности калиброванной втулки должна быть не ниже 6,3. Анализ качества обработки поверхностей посадочных гнёзд под манжеты, позволил установить требуемую шероховатость 6.

В качестве привода может быть использован электродвигатель МЭ 256 из состава Т-170М1.03ЕР, отвечающий требованиям по своим характеристикам. Манжета устанавливается на калиброванной втулке, изготовленной из Ст.45 с шероховатостью 6,3, которая, в свою очередь, крепится трёхкулачковым спирально-реечным самоцентрирующим патроном. Исходя из расходов составных частей устройства и весовых характеристик целесообразно использовать патрон ф 80 и Н=50 мм. Сам патрон с помощью переходного фланца устанавливается на валу электродвигателя. В отверстие патрона запрессовывается вал с натягом Н7/И7, для более надёжного крепления калиброванная втулка устанавливается на валу. Лопатки с помощью болтового соединения крепятся на торце вала. Сама манжета неподвижно устанавливается в корпус устройства, в манжетном стакане, для предотвращения прокручивания корпуса предусмотрено его крепление к основанию. Торцевая крышка крепится восемью болтами к корпусу, один из болтов - фиксатор, находящийся в нижней точке, соединяет одновременно крышку, корпус и основание. В торцевой крышке выполнено два резьбовых

отверстия: - одно под штуцер подвода воздуха; -другое для заливки и слива масла.

Между торцевой крышкой и корпусом устанавливается резиновая прокладка из листовой маслостойкой резины. Основание устройства крепится и перемещается по полозьям верстака. Полозья имеют «Г»-образную форму и с помощью болтовых соединений крепятся к телу верстака. Перемещение устройства производится после ослабления болтового крепления между полозьями и основанием. В настоящее время промышленностью выпускается более 50 типоразмеров манжет, внутренние диаметры которых изменяются в диапазоне от 6 до 240 мм.

Анализ конструкций основных образцов ТТМ позволил установить, что внутренние диаметры используемых манжетных уплотнений составляют от 20 до 120 мм. При этом наиболее распространенными диаметрами – 45,60, 85, 10, 110, 120. В соответствии с этими размерами изготавливаются калиброванные втулки и манжетные стаканы.

В следствии этого, наибольший внутренний диаметр манжеты составил $d=120$ мм, наружный диаметр $d_n=150$ и ширина $h=12$ мм. Следовательно, внутренний диаметр корпуса устройства под манжетные стаканы будет составлять 150 мм.

Библиографический список:

1. Пастухов, А. Г. Оценка работоспособности соединения "плунжер - уплотнение" по состоянию манжеты / А. Г. Пастухов, О. А. Шарая, И. Ш. Бережная // Сельский механизатор. – 2019. – № 12. – С. 16-19. – EDN EKOTNZ.
2. Авторское свидетельство № 1280362 А1 СССР, МПК G01M 3/26. Способ контроля герметичности резиновых манжет для вращающихся валов : № 3939600 : заявл. 06.08.1985 : опубл. 30.12.1986 / В. С. Юровский, В. К. Коморницкий-Кузнецов, Е. А. Ачеркан, П. В. Таскаева ; заявитель ПРЕДПРИЯТИЕ П/Я В-8339. – EDN OXRLMD.
3. Королев, А. В. Момент сопротивления вращению упорно-радиального подшипника / А. В. Королев, К. С. Нейгебауэр, Е. В. Мухина // Перспективное развитие науки, техники и технологий : материалы 3-й Международной научно-практической конференции: в 3-х томах, Курск, 18 октября 2013 года / Ответственный редактор Горохов А.А.. Том 2. – Курск: Закрытое акционерное общество "Университетская книга", 2013. – С. 160-163. – EDN THFIZZ.

4. Бестормозной метод определения момента инерции КШМ V-образных ДВС / А. В. Егоров, С. Г. Кузовков, Д. В. Кожин, С. В. Дмитриев // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 12. – С. 27-29. – EDN RPQQXH.

5. Ватульян, К. А. Кинематика твердого тела : Учебное пособие по дисциплине "Теоретическая механика" для студентов, обучающихся по направлениям "механика и математическое моделирование" и "математика" / К. А. Ватульян, В. М. Шутько. – Таганрог : южный феед, 2017. – 106 с. – ISBN 978-5-9275-3009-0. – EDN YVINWH.

DEVELOPMENT OF A DEVICE FOR CONTROLLING THE CONDITION OF CUFFS

Paimetkin A.S., Salakhutdinov I.R.
FSBEI HE Ulyanovsk SAU

Keywords: *cuff, regulator, frame, calibration, chuck, working fluid, electric motor, inertial force, blade, friction*

This work is devoted to the development of a device for monitoring the condition of seals in transport and technological machines. This is a technical diagnostic aimed at creating tools for assessing the performance of sealing elements (seals) in friction units, transmissions, and hydraulic systems without their complete disassembly.