



# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 621.825.54: 629.838

В.Е. АНТОНЮК, д-р техн. наук, доц.

главный научный сотрудник лаборатории металлургии в машиностроении

E-mail: vladi@tut.by

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 15.02.2022.

## ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ

*Описаны особенности изменения геометрических параметров фрикционных дисков в процессе эксплуатации, в частности, основной вид коробления дисков в форме «тарельчатости». Рассмотрены причины возникновения «тарельчатости». Предложено оценивать склонность к образованию коробления в виде «тарельчатости» по относительной ширине рабочей поверхности фрикционных дисков, то есть как отношение  $d/D$  внутреннего диаметра  $d$  к наружному диаметру  $D$ , а также по отношению  $h/r_{cp}$  ширины  $h$  полотна диска к среднему радиусу  $r_{cp}$ . По результатам расчета склонности диска к повышению температуры и к деформированию определена оптимальная относительная ширина рабочей поверхности фрикционных дисков, как отношение  $d/D = 0,675$ . Предложено диски с  $d/D > 0,675$  классифицировать как «узкие», а с  $d/D < 0,675$  — как «широкие». Сформулированы особенности эксплуатации «узких» и «широких» дисков и даны рекомендации по их использованию в разных фрикционных узлах. Приведены значения допустимого отклонения от плоскостности рабочих поверхностей дисков и определены технологические возможности достижения требуемой точности по отклонениям от плоскостности с применением динамической стабилизации. Представлена информация о результатах применения динамической стабилизации при изготовлении фрикционных дисков и дисков сцепления. Для реализации динамической стабилизации всех типов дисков предложены две схемы нагружения — с вращением диска между роликами, расположенными в шахматном порядке, и без вращения диска на основе косо нагруженного изгиба. Обоснована перспективность технологии динамической стабилизации при изготовлении дисков для колесных и гусеничных машин гражданского и специального назначения.*

**Ключевые слова:** фрикционное устройство, диск, фрикционный диск, диск сцепления, относительная ширина, коробление, тарельчатость, отклонение от плоскостности

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-39-46>

**Введение.** В современных гусеничных и колесных машинах широко используют фрикционные диски в главных фрикционах, планетарных и гидромеханических коробках передач. Вместе с тем фрикционные диски являются одним из наиболее слабых элементов трансмиссий, и доля отказов от дисков составляет до 30% от всех отказов от трансмиссий [1]. До 63% фрикционных дисков выходит из строя из-за коробления [2], а величины коробления значительно превышают величины износа. Однако причины ко-

робления фрикционных дисков в процессе эксплуатации мало исследованы. В работе [3] понятие «коробление» понимается как «коробление и усадка» и возможные причины коробления рассматриваются в связи с фазовыми, структурными и диффузионными процессами, в результате которых создаются условия для возникновения сложного напряженного состояния, появления трещин, коробления и усадки.

*Цель работы* — исследование влияния исходной точности и геометрических параметров

фрикционных дисков на потерю точности в процессе эксплуатации.

«Тарельчатость» фрикционных дисков является специфической формой коробления относительно «широких» дисков, используемых в многодисковых маслоохлаждаемых тормозах (рисунок 1).

В [4] исследованы случаи выхода из строя дисков гидромеханических передач тракторов К-700 и отмечено коробление в виде «тарельчатости». Там же высказано предположение о причинах коробления — накопленные термомеханические напряжения и возникающий в процессе эксплуатации градиент температур по всей ширине рабочей поверхности диска. В [5] отмечено, что преимущественным характером искажений геометрической формы дисков является «тарельчатость» с наложением волнообразной изогнутости по рабочей поверхности дисков. В [4, 5] сделан вывод, что возникающее в процессе эксплуатации коробление дисков является суммарной погрешностью, включающей отклонение от плоскостности рабочей поверхности диска, приобретение им формы в виде «тарельчатости», а также усадку диска по наружному и внутреннему диаметрам. Указано на возникающий градиент температур по всей ширине рабочей поверхности диска как на возможную причину «тарельчатости».

По конструкции фрикционные диски можно разделить на диски с наружным зубчатым (шлицевым) венцом и с внутренним зубчатым венцом (рисунок 2).

Как правило, 1 из дисков, работающих в паре, имеет с 2 сторон фрикционные накладки. Геометрические конструктивные параметры дисков предлагается оценивать по отношению ширины по-

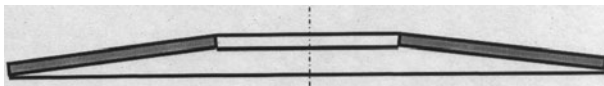


Рисунок 1 — Коробление фрикционного диска в виде «тарельчатости»

Figure 1 — Warping of the friction disc in the dish-shaped form



Рисунок 2 — Фрикционные диски с наружным и внутренним зубчатым (шлицевым) венцом

Figure 2 — Friction discs with external and internal gear (spline) ring

логна диска к среднему радиусу  $h/r_{cp}$ , и отношению внутреннего диаметра к наружному  $d/D$  [6]. Значения этих параметров для фрикционных дисков, используемых в мобильных машинах, приведены в таблице 1.

Анализ данных из таблицы 1 позволяет сделать вывод о больших различиях в исходных конструктивных геометрических параметрах дисков, используемых в разных фрикционных устройствах. Этот анализ также показывает, что для гидромеханических передач и бортовых фрикционов гусеничных и колесных машин, работающих в режимах кратковременного включения–выключения, применяют диски с отношением  $d/D$  в пределах 0,79–0,89 и отношением  $h/r_{cp}$  в пределах 0,12–0,23. В многодисковых маслоохлаждаемых тормозах карьерных самосвалов, работающих в режиме длительного нагружения, применяют диски с отношением  $d/D$  в пределах 0,68–0,80 и отношением  $h/r_{cp}$  в пределах 0,22–0,38.

Основываясь как на анализе данных [6] об изменениях геометрических параметров дисков в процессе эксплуатации, так и на результатах работ [4, 5] о зависимости склонности дисков к деформации из-за возникающей разницы температур по всей ширине рабочей поверхности, приходим к выводу о необходимости оценивать эксплуатационные показатели дисков по 2 параметрам: склонности к деформированию и склонности к росту температуры. Принятые показатели для оценки геометрической точности дисков  $h/r_{cp}$  и  $d/D$  в первую очередь характеризуют относительную ширину диска и дают основание считать, что при одной и той же нагрузке диски с разной относительной шириной будут иметь разную склонность к деформированию.

**Сравнительные оценки склонности диска к деформированию в зависимости от его относительной ширины.** Рассмотрим схему нагружения диска с равномерным распределением нагрузки по внешнему конуру (рисунок 3).

Для этой схемы нагружения прогиб диска на наружном диаметре  $W$  равен [7]:

$$W = C_1 \cdot \frac{F_p \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2}{E \cdot h} = \frac{C_1 \cdot p \cdot \frac{\pi D^4}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]}{E \cdot h^3}, \quad (1)$$

где  $F_p = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]$  — равнодействующая нагрузки  $p$ , распределенной по контуру;  $C_1$  — коэффициент, учитывающий условие закрепления диска.

Примем значение  $B = \frac{p \cdot \pi \cdot D^4 \cdot C_1}{16E \cdot h^3}$  как постоян-

ную величину, характеризующую уровень деформирования диска в зависимости от его относительной ширины, и значение  $\beta_w = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 = (1 - k_w^2)$

Таблица 1 — Геометрические конструктивные параметры фрикционных дисков  
Table 1 — Geometric design parameters of friction discs

Параметры	Наружный диаметр $D$ , мм	Внутренний диаметр $d$ , мм	Отношение $d/D$ внутреннего диаметра $d$ к наружному $D$	Отношение $h/r_{cp}$ ширины $h$ диска к среднему радиусу $r_{cp}$
Бортовые фрикционы	513	428	0,83	0,18
	507	449	0,89	0,12
	498,6	449	0,90	0,10
	440	376	0,85	0,16
	420	334	0,80	0,23
	417	359	0,86	0,15
	408,6	359	0,88	0,13
	390	334	0,86	0,15
	374	317	0,85	0,16
	373	311	0,83	0,18
	368	295	0,80	0,22
	358	295	0,82	0,19
	304	248	0,82	0,20
	297	205	0,69	0,37
	292	235	0,80	0,22
Гидромеханические передачи	375	306	0,82	0,20
	374	310	0,83	0,19
	311	246	0,79	0,23
Многодисковые маслохлаждаемые тормоза	960	660	0,69	0,37
	903	680	0,75	0,28
	885	652	0,74	0,30
	885	660	0,75	0,29
	874,5	602,9	0,69	0,37
	625,6	480	0,77	0,26
	605	420	0,69	0,36
	585	397	0,68	0,38
	497,5	398	0,80	0,22
	477	308	0,65	0,43
	452	385,5	0,85	0,16
386	292	0,76	0,28	
Фрикционные устройства	184,2	120	0,65	0,42
	170	102	0,60	0,50
	84,6	63	0,74	0,29
	78	46	0,59	0,52

как переменную величину, характеризующую относительную ширину диска. В результате полу-

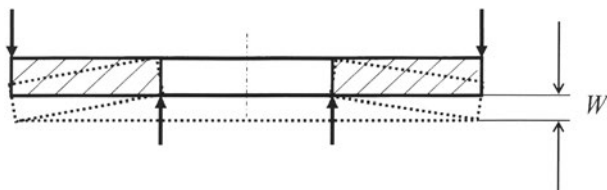


Рисунок 3 — Схема нагружения и деформирования диска  
Figure 3 — Disc loading and deformation scheme

чим значение прогиба диска в зависимости от его относительной ширины, которое и определяет склонность диска к деформированию:

$$W = \beta_w \cdot B. \tag{2}$$

Для определения склонности диска к росту температуры в процессе эксплуатации примем повышение температуры  $\Delta t$  в градусах за 1 с по зависимости [8]:

$$\Delta t = \frac{A_H^I}{M_\Sigma \cdot c_D} \cdot \frac{n}{60} \cdot i, \tag{3}$$

где  $A_H^1 = 2\pi \cdot \chi \cdot M'R$  — работа 1 пары трения за 1 оборот;  $M'_r = \frac{2}{3} \mu_{\text{дин}} \cdot F \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$  — момент на 1 паре трения;  $\mu_{\text{дин}}$  — динамический коэффициент трения;  $F$  — осевое усилие сжатия дисков;  $R$  и  $r$  — наружный и внутренний радиусы поверхности трения;  $M_{\Sigma}$  — суммарная масса дисков;  $c_D$  — удельная теплоемкость диска;  $n$  — частота вращения диска;  $i$  — количество пар трения;  $\chi$  — коэффициент, определяющий часть работы трения, идущей на нагрев дисков и принимаемый в пределах 0,7...0,9.

В зависимости от диапазона возможных значений относительной ширины диска  $k_w$  от 0 до 1 были рассчитаны значения  $\Delta t$  и  $W$ . Для удобства сравнения влияния относительной ширины диска  $k_w$  на склонность диска к повышению температуры  $\Delta t$  и склонность диска к деформированию  $W$  были определены значения  $\Delta t$  и  $W$  в процентном отношении к их максимальному значению для каждого значения относительной ширины дисков  $k_w = d/D$ .

На рисунке 4 представлены результаты расчета влияния относительной ширины диска на склонность диска к повышению температуры и деформации. Точка пересечения линий  $\Delta t_c$  и  $W$  представляет оптимальное значение отношения  $d/D$  и равна 0,675, соответственно, отношение  $h/r_{\text{ср}}$  составляет 0,388. Эти конструкторские параметры рекомендуются в качестве оптимальных для фрикционных дисков при конструировании высоконагруженных многодисковых фрикционных устройств.

Расчеты подтвердили предположение о влиянии на возникновение «тарельчатости» дисков 2 параметров: возникающий эксплуатационный дифференциал температур по ширине дисков и их относительная ширина.

Если использовать диски с относительной шириной  $d/D > 0,675$ , это будет сравнительно «узкие»

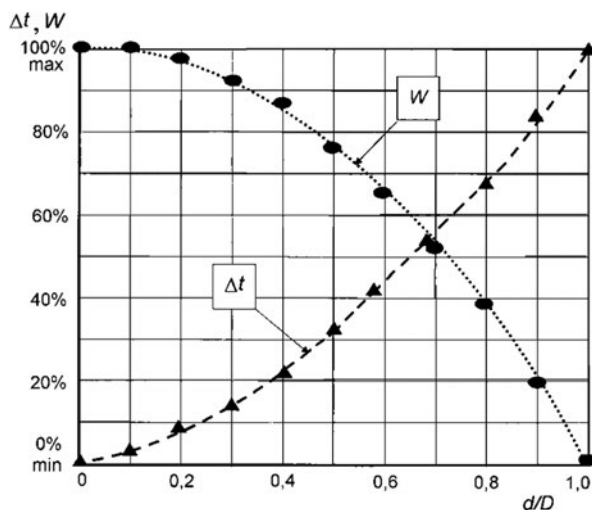


Рисунок 4 — Влияние относительной ширины диска на прирост температуры  $\Delta t$  и прогиб  $W$   
Figure 4 — Effect of the disc relative width on temperature increase  $\Delta t$  and deflection  $W$

диски. В этом случае диски будут иметь большую склонность к увеличению температуры, но меньшую склонность к короблению. Из-за меньшей площади контакта для обеспечения требуемого тормозного момента придется увеличивать количество пар трения, соответственно, габариты фрикционного узла увеличатся.

Если использовать диски с относительной шириной  $d/D < 0,675$ , то это будут относительно «широкие» диски. В этом случае диски будут иметь меньшую склонность к увеличению температуры, но большую склонность к короблению. Из-за большей площади контакта, для обеспечения требуемого момента трения, можно применять меньшее количество пар трения, следовательно габариты фрикционного узла уменьшатся.

Значение отношения  $d/D = 0,675$  следует рассматривать как оптимальное для использования в многодисковых фрикционных устройствах. В этом случае достигаются оптимальные параметры фрикционного узла по соотношению габариты–момент трения. Но применяемые для этих целей диски требуют высокой точности при их изготовлении по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей, отсутствия остаточных напряжений и склонности к деформированию в процессе эксплуатации.

**При проектировании фрикционных устройств** их исходные свойства условно считаются неизменными в процессе эксплуатации. В действительности в процессе эксплуатации происходит существенное изменение геометрических параметров дисков и их свойств, что влияет на параметры фрикционного узла не только по долговечности, но и по полноте и частоте включения–выключения, легкости управления. Известные методики выбора параметров фрикционных дисков не делают различия между относительно «широкими» и относительно «узкими» дисками и не учитывают возможного изменения геометрических параметров дисков в процессе эксплуатации.

Если в процессе эксплуатации возникает коробление диска в виде «тарельчатости», то происходит уменьшение площади контакта, повышение температурного режима и дальнейшее увеличение «тарельчатости». В результате диски занимают свободное пространство гарантированного зазора, необходимого для выключения фрикционного узла, возникает постоянное подтормаживание дисков, что приводит к нечеткому включению и выключению фрикционного узла, повышенному температурному режиму и критическому сокращению срока службы всего фрикционного узла. Если условно представить исходные параметры фрикционных дисков при проектировании фрикционного узла, то они имеют вид, представленный на рисунке 5 а. Но в процессе эксплуатации диски могут иметь вид, представленный на рисунке 5 б [8].

При проектировании фрикционных узлов с небольшим количеством дисков это различие не оказывает существенного влияния на изменение

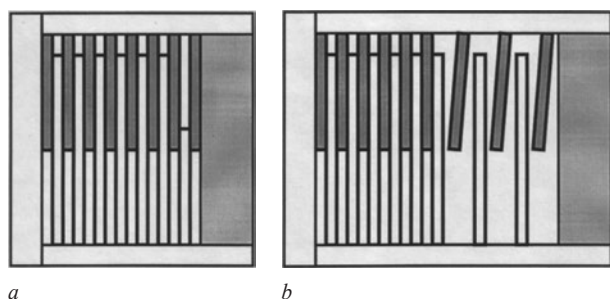


Рисунок 5 — Схема параметров фрикционных дисков:  
 a — расчетная; b — в процессе эксплуатации  
 Figure 5 — Parameter scheme of friction discs:  
 a — calculated; b — during operation

параметров фрикционного узла в процессе эксплуатации. Однако в одном фрикционном узле может быть 14...20 дисков, и изменение геометрической формы в виде «тарельчатости» даже нескольких дисков окажет существенное влияние на все показатели фрикционного узла: передаваемый крутящий момент, время на включение–выключение фрикциона, температурный режим. Известные технологические процессы изготовления фрикционных дисков сориентированы только на обеспечение заданного отклонения от плоскостности рабочих поверхностей дисков до сборки этих дисков во фрикционных узлах машины, и не имеют требований по отсутствию коробления в процессе эксплуатации. Поэтому свойства фрикционных дисков по короблению проявляются только в процессе эксплуатации [9].

В большинстве случаев точность фрикционных дисков по параметру отклонения от плоскостности рабочих поверхностей назначается с учетом технологических возможностей предприятия-изготовителя дисков. В таблице 2 приведены допусковые отклонения от плоскостности тормозных и фрикционных дисков, которые используются в современных гусеничных и колесных машинах, а также рекомендуемые фирмой HOERBIGER [10], которая специализируется на изготовлении и поставках различных типов фрикционных дисков.

Как видно из таблицы 2, требования к точности изготовления фрикционных дисков, используемых в гусеничных и колесных машинах, существенно выше по сравнению с той точностью, которую может предложить даже такая специализированная фирма, как HOERBIGER. Анализ действительной точности изготовления фрикционных дисков показал невозможность достижения заданной точности по показателю отклонения

от плоскостности рабочих поверхностей дисков по действующим технологическим процессам.

В [5] отмечено, что при изготовлении фрикционных дисков на АО «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод» без использования технологии динамической стабилизации в 2010 году около 51 % дисков не укладывалось в требуемый допуск 0,15 мм по отклонению от плоскостности. Аналогичное состояние было и на ОАО «БЕЛАЗ» до внедрения динамической стабилизации, где в поле допуска 0,3 мм укладывалось только 38 % дисков с наружным диаметром 585 мм.

Наиболее эффективным средством повышения точности изготовления дисков по отклонению от плоскостности является **применение динамической стабилизации**, сущность которой заключается в кратковременном нагружении диска знакопеременными нагрузками высоких уровней [9]. Для реализации динамической стабилизации фрикционных дисков использовалась схема многократного деформирования при вращении диска 2 между расположенными в шахматном порядке роликами 1 и 3 (рисунок 6).

Универсальные установки для динамической стабилизации фрикционных дисков с ЧПУ со схемой стабилизации дисков расположенными в шахматном порядке роликами были внедрены в 2010 году при изготовлении фрикционных дисков на ОАО «БЕЛАЗ» (рисунок 7) и в 2020 году на АО «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод».

В зависимости от геометрических параметров дисков в этих установках использовано разное количество роликов. Для определения оптимального количества роликов и силовых параметров установок было создано программное обеспечение [11], позволяющее с учетом всех параметров диска рассчитывать основные технические параметры установки и технологические режимы для динамической стабилизации.

В таблице 3 приведены параметры дисков и количество расположенных в шахматном порядке роликов во внедренных установках динамической стабилизации дисков.

**Эффективность использования динамической стабилизации** подтверждена внедрением 19 специализированных установок без ЧПУ на Орловском заводе шестерен при изготовлении фрикционных дисков для тракторов Т-54, Т-100, Т-100М, Т-130 в 1981–1991 годах. Ежегодно свыше 2 млн фрикционных дисков подвергались динамической

Таблица 2 — Отклонения от плоскостности рабочих поверхностей дисков  
 Table 2 — Deviations from the flatness of the disc working surfaces

Параметры	Отклонения от плоскостности, мм				
	≤100	100–300	300–400	400–500	500–1000
Диаметр диска, мм	≤100	100–300	300–400	400–500	500–1000
Рекомендации фирмы HOERBIGER	0,25	0,35	0,4	—	—
Диски тормозные карьерных самосвалов	—	—	—	0,3	0,3
Диски фрикционных узлов гусеничных машин	0,03...0,04	0,10...0,12	0,15	0,15...0,20	—

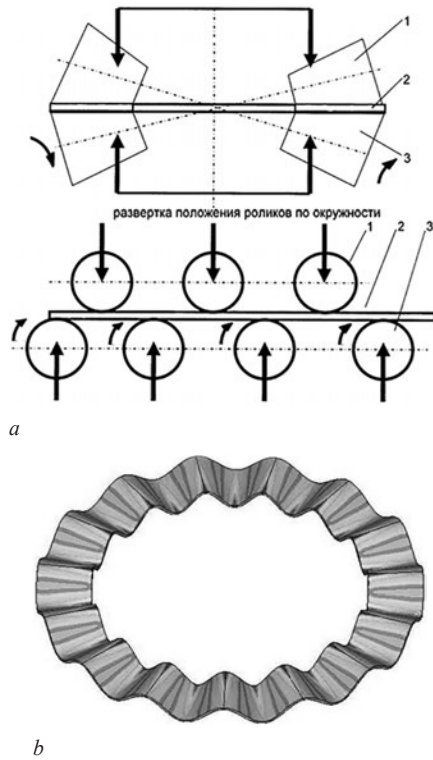


Рисунок 6 — Схема динамической стабилизации дисков расположенными в шахматном порядке роликами: *a* — схема нагружения диска; *b* — схема напряженного состояния диска  
 Figure 6 — Scheme of dynamic stabilization of discs with staggered rollers: *a* — scheme of loading the disc; *b* — scheme of the disc stressed state

стабилизации на Волгоградском и Челябинском тракторных заводах, АО «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод».

Основным результатом внедрения динамической стабилизации было гарантированное достижение заданной точности по отклонению от плоскостности в пределах 0,15 мм для дисков с диаметрами до 400 мм и в пределах 0,3 мм для дисков с диаметрами до 900 мм. Было зафиксировано также существенное снижение остаточных напряжений в дисках после динамической стабилизации.

Достигнуты результаты по отклонению от плоскостности рабочих поверхностей и снижению остаточных напряжений при внедрении динамической стабилизации при изготовлении фрикционных дисков в настоящее время не обеспечиваются другими известными технологическими процессами.

**Конструктивные особенности дисков сцепления.** Диски сцепления (рисунок 8 *a*), а также ряд фрикционных дисков (см. рисунок 8 *b*) имеют конструктивную форму, не позволяющую применить динамическую стабилизацию с нагружением и вращением дисков роликами, установленными в шахматном порядке.

Для таких дисков разработана схема динамической стабилизации на основе косоагрессированного изгиба, представленная на рисунке 9.

Для создания расчетного напряжения динамической стабилизации определяется угол поворота центральной части диска  $\varphi$  (рад) по зависимости:

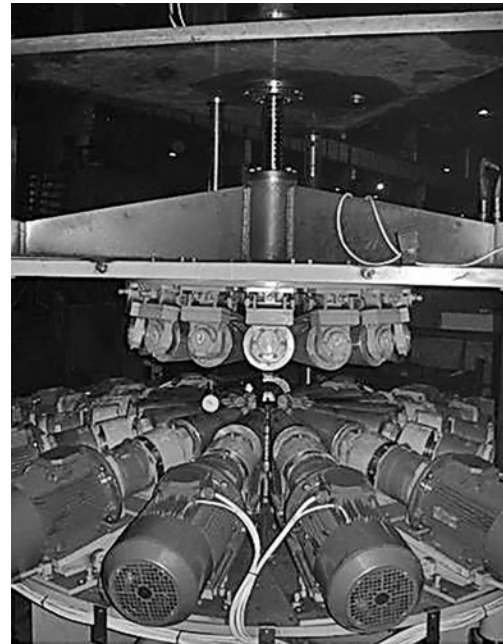


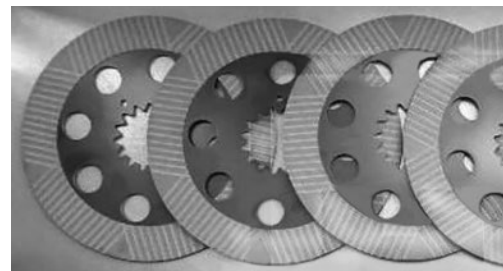
Рисунок 7 — Установка для динамической стабилизации дисков на ОАО «БЕЛАЗ»  
 Figure 7 — Installation for disc dynamic stabilization at OJSC «BELAZ»

Таблица 3 — Количество роликов во внедренных установках динамической стабилизации дисков с расположенными в шахматном порядке роликами  
 Table 3 — Number of rollers in the implemented installations of dynamic stabilization of discs with staggered rollers

Наружный диаметр $D$ , мм	Внутренний диаметр $d$ , мм	Толщина диска $h$ , мм	Количество роликов
170–185	100–120	1,8–2	6
270–390	180–335	2–5	8
415–515	330–450	3,5–4	9
460–910	385–680	3	15



*a*



*b*

Рисунок 8 — Диски, для которых невозможно использовать схему нагружения роликами: *a* — диск сцепления; *b* — диски с накладками  
 Figure 8 — Discs for which it is impossible to use a roller loading scheme: *a* — clutch disc; *b* — discs with linings

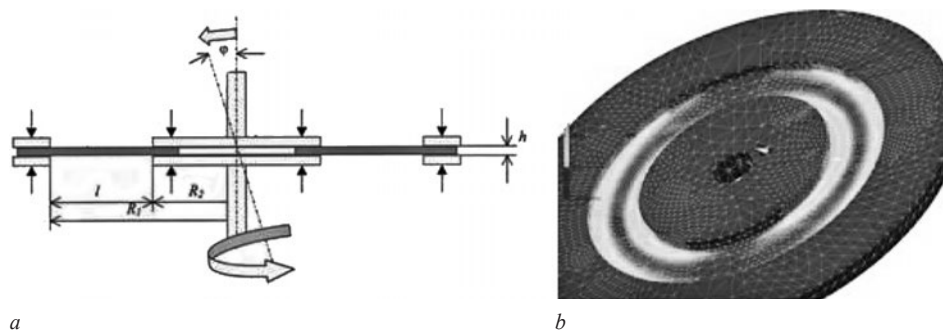


Рисунок 9 — Схема динамической стабилизации дисков на основе косоагрессивного изгиба: *a* — схема нагружения диска; *b* — схема напряженного состояния диска  
 Figure 9 — Scheme of disc dynamic stabilization based on a cogged bending: *a* — scheme of loading the disc; *b* — scheme of the disc stressed state

$$\varphi = \frac{2l^2 \cdot \sigma_{\text{рас}}}{Eh(R_2 + l)}, \quad (4)$$

где  $\sigma_{\text{рас}}$  — расчетное напряжение, МПа;  $h$  — толщина диска;  $E$  — модуль упругости, МПа;  $l = (R_1 - R_2)$  — ширина деформируемой части диска;  $R_1$  — наружный радиус деформируемой части диска;  $R_2$  — внутренний радиус деформируемой части диска.

Эффективность использования динамической стабилизации для деталей типа дисков сцепления на основе косоагрессивного изгиба подтверждена внедрением 26 специализированных установок на Ровенском заводе тракторных агрегатов, Заводе самоходных шасси (Украина), Чебоксарском агрегатном заводе, Алтайском моторостроительном заводе, Владимирском тракторном заводе (Российская Федерация), Приборостроительном заводе им. Антона Иванова (Болгария), на которых ежегодно проходили динамическую стабилизацию около 1,8 млн дисков. Разработка и внедрение динамической стабилизации при производстве дисков сцепления для комбайнов и гусеничных тракторов позволило обеспечить достижение для всех дисков сцепления стабильной точности по отклонению от плоскостности в пределах 0,5 мм и по биению в пределах 0,8 мм, недостижимую при использовании других технологических способов.

**Заключение.** 1. Предложена оценка конструктивных параметров фрикционных дисков по 2 показателям: склонности к деформированию и склонности к росту температуры. Установлено оптимальное значение относительной ширины диска по отношению внутреннего диаметра к наружному, равное  $d/D = 0,675$ .

2. Диски с относительной шириной  $d/D > 0,675$  являются сравнительно «узкими» дисками и имеют большую склонность к увеличению температуры, но меньшую склонность к короблению. Рекомендуются к использованию во фрикционных узлах, работающих в режимах кратковременного включения-выключения, например, в гидромеханических передачах и бортовых фрикционах гусеничных и колесных машин.

3. Диски с относительной шириной  $d/D < 0,675$  являются относительно «широкими» и имеют

меньшую склонность к увеличению температуры, но большую склонность к короблению. Рекомендуются к использованию во фрикционных узлах, работающих в режиме длительного нагружения, например, в многодисковых маслоохлаждаемых тормозах колесных машин.

4. Для повышения точности фрикционных дисков, дисков сцепления, а также дисков сложной конфигурации предлагается использовать динамическую стабилизацию, обеспечивающую точность и снижение остаточных напряжений, что невозможно при использовании других известных технологических методов.

5. Для реализации динамической стабилизации всех типов дисков разработаны и успешно внедрены 2 схемы нагружения: с вращением диска между расположенными в шахматном порядке роликами и без вращения диска на основе косоагрессивного изгиба.

6. Учитывая использование дисков во всех типах современных колесных и гусеничных машин гражданского и специального назначения, преимущественно изготавливаемых на предприятиях Российской Федерации, представляется перспективным и взаимовыгодным включение тематики «Динамическая стабилизация» в приоритетные научно-технические программы Союзного государства для разработки и освоения соответствующих технологии и оборудования динамической стабилизации для конкретных отраслей (предприятий) машиностроения Беларуси и Российской Федерации.

#### Список литературы

1. Жучков, М.Г. Расчет долговечности трансмиссий военных гусеничных машин / М.Г. Жучков, Р.Н. Корольков, О.С. Петров; под ред. П.П. Исакова. — М.: ЦНИИ информации, 1987. — 372 с.
2. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов, [и др.]. — М.: Машиностроение, 2001. — 736 с.
3. Германчук, Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств / Ф.К. Германчук. — М.: Машиностроение, 1973. — 176 с.
4. Конореев, Р.В. Совершенствование технологии восстановления дисков фрикционных передач газодетонационным напылением (на примере трактора К-700): автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / Р.В. Конореев; Новосиб. гос. аграр. ун-т. — Новосибирск, 2007. — 124 с.
5. Гупалов, Б.А. Анализ причин потери геометрической точности фрикционных дисков / Б.А. Гупалов, В.В. Закураев // Омский научный вестник. — 2012. — № 3(113). — С. 146–150.

6. Антонюк, В.Е. Особенности конструкции и технологии изготовления фрикционных дисков гусеничных и колесных машин / В.Е. Антонюк // Механика машин, механизмов и материалов. — 2016. — № 3(36). — С. 43–52.
7. Прочность. Устойчивость. Колебания: в 3 т. / под ред. И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. — М.: Машиностроение, 1968. — Т. 1. — 83 с.
8. Антонюк, В.Е. Оценка энергоемкости и теплонагруженности многодискового маслоохлаждаемого тормоза / В.Е. Антонюк [и др.] // Трение и износ. — 2009. — Т. 30, № 5. — С. 456–465.
9. Антонюк, В.Е. Динамическая стабилизация в производстве маложестких деталей / В.Е. Антонюк. — Минск: Беларуская навука, 2017. — 189 с.
10. Hoerbiger Lamellenhandbuch. — Schongau: HOERBIGER Antriebstechnik GmbH, 2004. — 24 s.
11. «Диско»: комп. программа: св-во о регистрации ВУ 203 / В.Е. Антонюк, В.В. Рудый, А.С. Скороходов, В.С. Александрова. — Опубл.: 28.07.2010.

ANTONYUK Vladimir E., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.  
Chief Researcher of the Laboratory of Metallurgy in Mechanical Engineering  
E-mail: vladi@tut.by

Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 15 February 2022.

## DESIGN AND OPERATION FEATURES OF FRICTION DISCS

*The features of changes in geometric parameters of friction discs during operation are described, in particular, the main type of disc warping in the dish-shaped form. Causes of dish-shaped form occurrence are considered. It is offered to estimate a tendency to a deflection in a dish-shaped form of disc by relative width of a working surface of frictional discs, that is as a relation  $d/D$  of internal diameter  $d$  to external diameter  $D$ , and also on a relation  $h/r_{cp}$ , width  $h$  of a disc body to average radius  $r_{cp}$ . By results of calculation of disc tendency to temperature rise and to deformation, the optimum relative width of a working surface of frictional discs is defined as the relation  $d/D = 0.675$ . It is suggested to classify discs with  $d/D > 0.675$  as “narrow” discs, and with  $d/D < 0.675$  as “wide” discs. Peculiarities of operation of “narrow” and “wide” discs are formulated and recommendations for their use in different friction units are given. The values of an allowable deviation from flatness of disc working surfaces are given and technological possibilities of achieving accuracy by deviations from flatness are determined using dynamic stabilization. Information about the results of dynamic stabilization application in manufacturing of friction discs and clutch discs is presented. For realization of dynamic stabilization of all types of discs two schemes of loading are offered: with disc rotation between rollers located in staggered order, and without disc rotation on the basis of cogged bending. The promising outlook of dynamic stabilization technology is proved in manufacturing of discs for wheel and tracked vehicles of civil and special purposes.*

**Keywords:** friction device, disc, friction disc, clutch disc, relative width, warpage, dish-shaped form, deviation from flatness

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-39-46>

### References

1. Zhuchkov M.G., Korolkov R.N., Petrov O.S. *Raschet dolgovechnosti transmissiy voennykh gusenichnykh mashin* [Calculation of the durability of transmissions of military tracked vehicles]. Moscow, TsNII informatsii Publ., 1987. 372 p. (in Russ.).
2. Trukhanov V.M., Zubkov V.F., Krykhtin Yu.I., Zheltobryukhov V.F. *Transmissii gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Transmissions of tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 736 p. (in Russ.).
3. Germanchuk F.K. *Dolgovechnost i effektivnost tormoznykh ustroystv* [Durability and efficiency of brake devices]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 176 p. (in Russ.).
4. Konoreev R.V. *Sovershenstvovanie tekhnologii vosstanovleniya diskov friktsionnykh peredach gazodetonatsionnym napyleniem* (na primere traktora K-700). Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the technology of restoring friction gear discs by gas detonation spraying (on the example of the K-700 tractor). Ph. D. Thesis]. Novosibirsk, 2007. 124 p. (in Russ.).
5. Gupalov B.A., Zakuraev V.V. *Analiz prichin poteri geometricheskoy tochnosti friktsionnykh diskov* [Analysis of the reasons for the loss of geometric accuracy of friction discs]. *Omsk scientific bulletin*, 2012, no. 3(113), pp. 146–150 (in Russ.).
6. Antonyuk V.E. *Osobennosti konstruktсии i tekhnologii izgotovleniya friktsionnykh diskov gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Features of the design and manufacturing techniques of frictional discs of caterpillar and wheel cars]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2016, no. 3(36), pp. 43–52 (in Russ.).
7. Abramyan B.L., Arutyunyan N.Kh., Birger I.A., et al. *Prochnost, ustoychivost, kolebaniya. Tom 1* [Strength, stability, fluctuations. Volume 1]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 83 p. (in Russ.).
8. Antonyuk V.E., Goman A.M., Zabolotskii M.M., Rudyi V.V. *Otsenka energoemkosti i teponagruzhennosti mnogodiskovogo maslookhlazhdaemogo tormoza* [Assessment of the power capacity and heat loading of a multidisk oil-cooled brake]. *Trenie i iznos*, 2009, vol. 30, no. 5, pp. 456–465 (in Russ.).
9. Antonyuk V.E. *Dinamicheskaya stabilizatsiya v proizvodstve malozhestkikh detaley* [Dynamic stabilization in the production of low-rigid parts]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2017. 190 p. (in Russ.).
10. *Hoerbiger Lamellenhandbuch*. Schongau, HOERBIGER Antriebstechnik GmbH, 2004. 24 p.
11. Antonyuk V.E., Rudyi V.V., Skorokhodov A.S., Aleksandrova V.S. *Disko. Kompyuternaya programma* [Disko. Computer program]. Certificate BY, no. 203, 2010 (in Russ.).