



2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АСИММЕТРИЧНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ МЕЖДУ ПОЛУОСЯМИ ВЕДУЩЕГО МОСТА АВТОМОБИЛЯ

THE INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE ACTUATING ELEMENTS OF AN ASYMMETRIC DIFFERENTIAL ON THE DISTRIBUTION OF TORQUES BETWEEN THE AXLES OF THE DRIVING AXLE OF THE CAR

✉¹ Волков Владимир Сергеевич, д.т.н., профессор, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, e-mail: wl.volkov@yandex.ru

✉¹ Volkov Vladimir Sergeevich, doctor of technical sciences, professor of Voronezh state forestry university named after G.F. Morozova, Voronezh, e-mail: wl.volkov@yandex.ru

Лебедев Евгений Григорьевич, ассистент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, e-mail: lebedev-rti@mail.ru

Lebedev Evgeniy Grigoryevich, assistant of Voronezh state forestry university named after G.F. Morozova, Voronezh, e-mail: lebedev-rti@mail.ru

Аннотация. Рассмотрена схема влияния углов скоса плунжеров асимметричного дифференциала повышенного трения на характеристики распределения крутящих моментов между обоями, связанными с полуосями привода ведущих колёс автомобиля. При этом учтено влияние факторов, определяющих нагрузочные режимы контактирующих поверхностей исполнительных элементов дифференциала при допуске неравенстве крутящих моментов на полуосях.

Annotation. The scheme of the influence of the bevel angles of the plungers of an asymmetric differential with increased friction on the characteristics of the distribution of torques between the clips connected to the drive axles of the driving wheels of the car is considered. At the same time, the influence of factors determining the load conditions of the contacting surfaces of the actuating elements of the differential is taken into account with an acceptable disparity of torques on the axles.

Ключевые слова: ДИФФЕРЕНЦИАЛ, ПРИВОД ПОЛУОСИ, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, ПЛУНЖЕР, ОБОЙМА.

Keywords: DIFFERENTIAL, SEMI-AXLE DRIVE, TORQUE, PLUNGER, CAGE.

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Повышение проходимости транспортных машин колёсного исполнения представляет собой важную техническую задачу, определяющую взаимодействие эксплуатационных характеристик используемых в конструкции узлов и агрегатов с их массогабаритными параметрами и показателями экономической эффективности. Применение в ведущих мостах автомобилей

повышенной проходимости симметричных дифференциалов в ряде случаев оказывается малоэффективным вследствие перенаправления всего крутящего момента на забегающую полуось, а использование в таких случаях систем принудительной блокировки межколёсного дифференциала по данным [1, 7] не даёт должного эффекта вследствие конструктивной сложности применяемого устройства, а также, как отмечается в работе [2], вызывающего динамические ударные нагрузки на исполнительные элементы при включении. Как отмечено в работах [3, 8, 11], в значительной мере проходимость автомобиля определяется показателем асимметричности дифференциала, а именно, коэффициентом его блокировки [10]. Областью применения асимметричных, прежде всего, межколёсных асимметричных дифференциалов представляются многочисленные конструкции ведущих мостов транспортных машин повышенной проходимости, используемых в условиях бездорожья. В работах [4, 5, 10] подробно рассмотрен анализ влияния коэффициента блокировки дифференциала на циркуляцию крутящего момента как между ведущими мостами, так и между ведущими колёсами при преодолении труднопроходимых дорожных участков. Авторы работ [6, 15] приводят результаты исследований, касающихся целесообразности использования асимметричных дифференциалов в ведущих мостах полноприводных автомобилей в сравнении с трансмиссиями, оборудованными устройствами, предусматривающими распределение крутящего момента между ведущими колёсами в равных долях по заданным условиям проходимости. В работах [14, 17] авторы затрагивают вопросы влияния нагрузочного режима на оценочные показатели работоспособности и надёжности дифференциалов повышенного трения, однако, во многих перечисленных случаях геометрические параметры нагружаемых элементов принимаются в виде постоянных заранее заданных величин.

Формулировка проблемы исследования

Как указано в работах [6, 9, 16], на внешние характеристики дифференциалов повышенного трения существенное влияние оказывают геометрические соотношения грузонесущих элементов, определяющие распределение сил и моментов между ведущими и ведомыми полуосями при срабатывании дифференциала во время криволинейного движения автомобиля или при начале пробуксовки одного из колёс. В этом случае может наблюдаться как снижение коэффициента блокировки дифференциала, приближающее его характеристики к аналогичным показателям симметричного дифференциала, так и нежелательное повышение данного коэффициента, вызывающего дополнительные потери мощности, затрачиваемые на преодоление внутреннего трения между сопрягаемыми рабочими поверхностями несущих нагрузку элементов [21]. При этом также большой момент внутреннего трения в межколёсном дифференциале существенно осложняет процесс перехода автомобиля от криволинейной траектории к прямолинейной, на что обращено внимание в работах [10, 19, 22].

Целью настоящей работы является попытка установления влияния углов скоса плунжеров межколёсного дифференциала повышенного трения на его выходные характеристики по работоспособности нагружаемых поверхностей трения и уровню коэффициента блокировки.

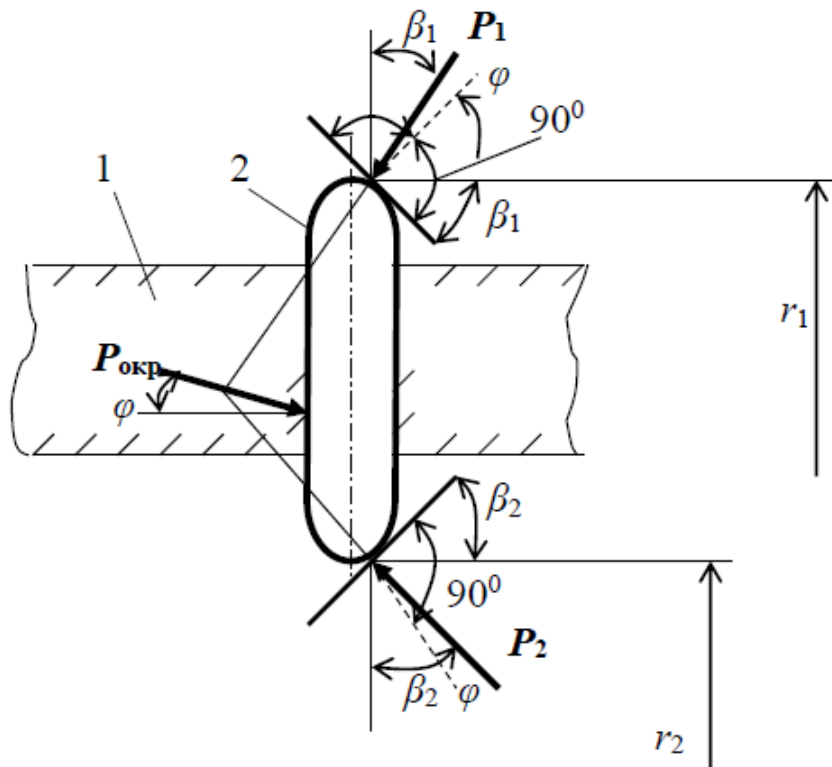
2 Материалы и методы

В общем виде в качестве основной характеристики распределения крутящих моментов между ведущими колёсами транспортного средства используется коэффициент блокировки дифференциала (k_6), определяемый по отношению [10]:

$$k_6 = \frac{M_{\text{отс}} - M_{\text{заб}}}{M_{\text{отс}} + M_{\text{заб}}} = \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{кд}}},$$

где $M_{\text{отс}}$ и $M_{\text{заб}}$ – соответственно моменты на отстающем и забегающем карданных валах привода ведущих мостов, Н·м; $M_{\text{тр}}$ – момент внутреннего трения в дифференциале, Н·м; $M_{\text{кд}}$ – момент, подводимый к коробке дифференциала, Н·м.

Применительно к конструкции асимметричного дифференциала, предусматривающего распределение крутящего момента между полуосями на основе повышенного трения [13] между исполнительными элементами, согласно расчётной схеме, показанной на рис. 1, процесс срабатывания дифференциала базируется на взаимодействии плунжера 2, связанного с ведущей обоймой коробки дифференциала 1 и кулачками наружной и внутренней ведомых обойм, связанных с полуосями ведущего моста. Согласно представленной на рис. 1 схеме, на плунжер действуют силы: со стороны наружной кулачковой обоймы P_1 , со стороны внутренней кулачковой обоймы P_2 , со стороны ведущей обоймы (води́ла) $P_{окр}$. При срабатывании дифференциала указанные силы действуют под углом трения φ . Действие таких сил образует треугольник, определяющий величину коэффициента блокировки дифференциала.



1 – коробка дифференциала; 2 – плунжер; P_1 и P_2 – соответственно силы, действующие на плунжер от наружной и внутренней обойм полуосей; β_1 и β_2 – соответственно углы скоса плунжеров по контактам с кулачками наружной и внутренней обойм; $P_{окр}$ – окружная сила, прикладываемая к плунжеру со стороны коробки дифференциала; φ – угол отклонения векторов сил P_1 и P_2 от оси, перпендикулярной к плоскости взаимодействия кулачков обойм и плунжера

Рисунок 1 – Схема к расчёту сил взаимодействия обойм полуосей и плунжера

Из треугольника сил $P_{окр}$, P_1 и P_2 , действующих на плунжер, согласно теореме синусов [18]:

$$\frac{P_1}{\sin[90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)]} = \frac{P_2}{\sin[90^\circ - (\beta_1 - 2\varphi)]},$$

откуда сила, действующая на плунжер со стороны внутренней обоймы

$$P_2 = P_1 \frac{\sin[90^\circ - (\beta_1 - 2\varphi)]}{\sin[90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)]} = P_1 \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi)}{\cos(\beta_2 + 2\varphi)}.$$

Если предположить, что отстающее колесо автомобиля связано с внутренней кулачковой обоймой, то действующий на нее момент:

$$M_{отс} = P_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2,$$

где r_2 – радиус точки приложения силы P_2 .

Таким же образом можно определить момент, действующий на наружную кулачковую обойму, связанную с забегающим колесом:

$$M_{заб} = P_1 \sin(\beta_1 + \varphi) r_1,$$

где r_1 – радиус точки приложения силы P_1 .

Тогда коэффициент блокировки дифференциала определится из выражения:

$$k_6 = \frac{M_{отс} - M_{заб}}{M_{отс} + M_{заб}} = \frac{P_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - P_1 \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}{P_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + P_1 \sin(\beta_1 - \varphi) r_1},$$

Также в развёрнутом виде можно выразить зависимость коэффициента блокировки дифференциала от его геометрических параметров:

$$k_6 = \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \cdot \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - \cos(\beta_2 + 2\varphi) \cdot \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \cdot \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + \cos(\beta_2 + 2\varphi) \cdot \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}.$$

Из приведённого уравнения видно, что при $\beta_1 = \varphi$ коэффициент блокировки $k_6 = 1$, то есть дифференциал будет заблокирован.

При этом момент внутреннего трения в дифференциале определяется выражением:

$$M_{тр} = P_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - P_1 \sin(\beta_1 - \varphi) r_1,$$

из которого следует, что при постоянном значении угла φ и кратном соотношении радиусов r_1 и r_2 , момент $M_{тр}$ зависит как от сил, образующихся от взаимодействия обойм дифференциала и плунжера, так и от соотношения углов β_1 и β_2 наклона векторов этих сил к оси, проходящей через точки их приложения к плунжеру.

Для сохранения одинаковых значений крутящих моментов на отстающей полуоси при поворотах автомобиля в разные стороны должно соблюдаться условие:

$$\frac{r_1}{\beta_1} = \frac{r_2}{\beta_2} \text{ или } \frac{r_1}{r_2} = \frac{\beta_1}{\beta_2},$$

иначе при поворотах автомобиля в разные стороны при отсутствии пробуксовки ведущих колёс крутящие моменты на внутренних по отношению к центру поворота автомобиля ведущих колёсах могут различаться, что может существенно осложнить управление автомобилем.

В конструкции кулачково-плунжерного дифференциала автомобиля ГАЗ-4901 $r_1 = 2r_2$, угол трения $\varphi = 6^\circ$, $\beta_1 = 15^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, коэффициент блокировки дифференциала $k_6 = 0,3$, то есть при срабатывании дифференциала в момент начала пробуксовки одного из колёс на забегающую полуось будет приходиться 30 % от момента, подводимого к коробке дифференциала.

В связи с тем, что срабатывание асимметричного дифференциала осуществляется на основе внутреннего трения, между правым и левым ведущими колёсами возникает циркуляция мощности, определяемая по формуле:

$$N_{ц} = \frac{(M_{отс} - M_{заб})(V_{отс} + V_{заб})}{2000},$$

где $V_{отс}$ и $V_{заб}$ – линейные скорости соответственно отстающего и забегающего колёс, c^{-1} ; r_k – радиус колеса, м.

С учётом того, что $M_{отс} - M_{заб} = M_{тр}$, а линейная скорость колеса $V_k = 2\pi r_k n_k$, где n_k – частота вращения колеса, $мин^{-1}$, связь мощности, циркулирующей между ведущими колёсами, и скорости автомобиля можно выразить уравнением:

$$N_{ц} = \frac{M_{тр} V_a}{1000},$$

где V_a – скорость автомобиля, м/с, определяемая как $0,5(V_{отс} + V_{заб})$.

По соотношению моментов, подводимым к наружной и внутренней обоймам, соответственно связанным с забегающим и отстающим колёсами ведущего моста, получается:

$$\frac{M_{отс}}{M_{заб}} = \frac{P_{z отс} k_x - (r_{к отс} - r_{к заб}) - \left(P_{окр} f_k + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) k_x}{P_{z заб} k_x + (r_{к отс} - r_{к заб}) + \left(P_{окр} f_k + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) k_x},$$

где j_a – ускорение автомобиля, $м/с^2$; J_k – момент инерции колеса относительно оси его вращения, $кг \cdot м^2$; r_d – радиус посадочного обода диска колеса, м; f_k – коэффициент сопротивления качению колеса; $P_{z отс}$ и $P_{z заб}$ – соответственно вертикальные нагрузки на отстающее и забегающее колесо, Н; k_x – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

3 Результаты исследований

Из приведенных аналитических зависимостей можно заключить, что величина циркулирующей между ведущими колёсами мощности $N_{ц}$, определяется моментом внутреннего трения в дифференциале $M_{тр} = M_{отс} - M_{заб}$, радиусом колеса r_k , а также разностью угловых скоростей отстающего и забегающего колёс. Применительно к конструкции автомобиля ГАЗ-4901 зависимость циркулирующей между колёсами мощности от скорости автомобиля при его движении по криволинейной траектории показана на рис. 2.

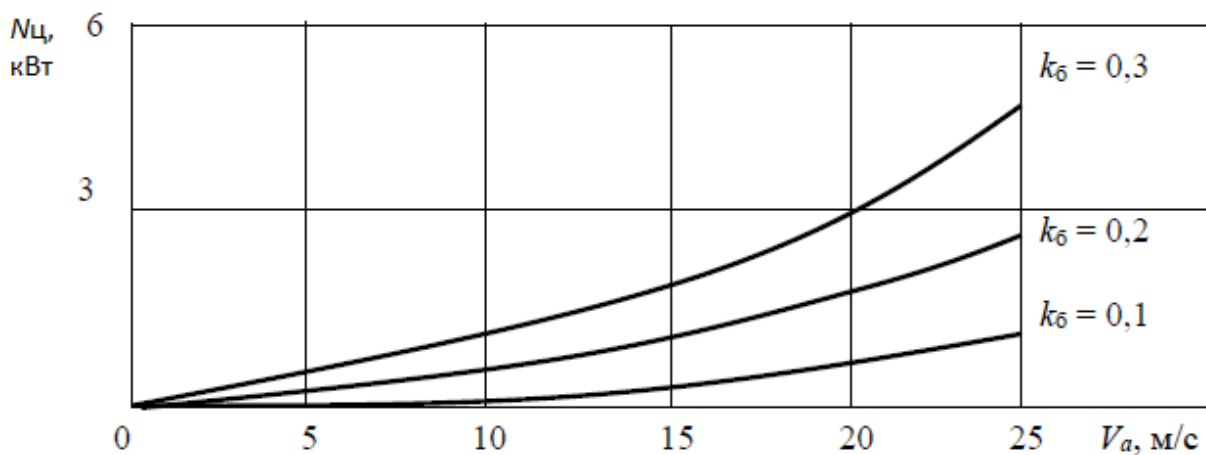


Рисунок 2 – Зависимость мощности, циркулирующей между ведущими колёсами от скорости автомобиля при разных значениях коэффициента блокировки дифференциала k_δ

Как видно из рис. 2, циркуляция мощности между ведущими колёсами автомобиля нелинейно возрастает при увеличении скорости автомобиля. При этом такая зависимость происходит тем значительнее, чем больше коэффициент блокировки дифференциала. Следовательно, чем с большей скоростью движется автомобиль, тем сильнее нагружаются шины, полуоси и грузонесущие элементы дифференциала – плунжеры и обоймы полуосей.

С учётом того, что момент трения в асимметричном дифференциале можно рассматривать как функцию его геометрических параметров, из которых углы скоса плунжера и обойм связаны соотношением $\beta_1 = 0,5\beta_2$, вариативную роль может выполнять угол трения ϕ . При этом расчётная величина коэффициента блокировки кулачково-плунжерного дифференциала от угла трения ϕ может иметь вид, представленный на рис. 3.

Как видно из данного рисунка, увеличение угла трения ϕ способствует значительному росту момента внутреннего трения в дифференциале, при этом такое увеличение момента идёт тем значительнее, чем больше происходит возрастание угла трения между рабочими поверхностями плунжера и кулачков наружной и внутренней обойм. При этом возрастание уровня коэффициента k_6 также способствует возрастанию момента внутреннего трения в дифференциале, а, следовательно, и силовых нагрузок его рабочих поверхностей.

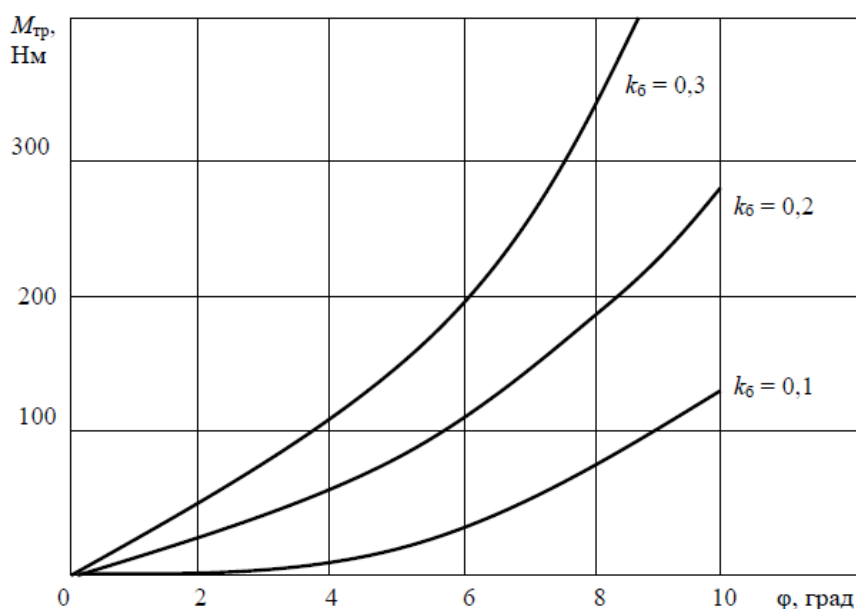


Рисунок 3 – момента $M_{тр}$ трения в дифференциале от угла ϕ трения между плунжером и рабочими поверхностями обойм

Значительные силовые нагрузки, возникающие при срабатывании дифференциала данного типа, вызывают на рабочих поверхностях плунжера и кулачках обойм определённые напряжения, способные снизить их ресурс или нарушить работоспособность всего узла.

Оценка работоспособности элементов асимметричного кулачково-плунжерного дифференциала производится на смятие в зонах контактов плунжеров и кулачков обойм в варианте наибольшего нагружения, существующего при прямолинейном движении автомобиля.

Тогда напряжения смятия в зоне контакта плунжера с наружной кулачковой обоймой можно определить по зависимостям [17]:

$$\sigma_{см} = 0,418k_6 \sqrt{\frac{P_1 E}{l_{к1}} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)},$$

для контакта плунжера с внутренней кулачковой обоймой

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418k_6 \sqrt{\frac{P_2 E}{l_{\text{к}2}} \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} \right)},$$

где E – модуль упругости материала первого рода, для применяемых материалов $E = 210$ ГПа; $l_{\text{к}}$ – длина линии контакта плунжера и кулачка, м; ρ_1 и ρ_2 – соответственно радиусы кривизны плунжера и соприкасающегося с ним кулачка, м.

Определение сил P_1 и P_2 должно производиться для случаев передачи крутящего момента от двигателя и от реализации сил сцепления ведущих колес с дорогой. Для материала плунжеров и кулачков при использовании стали 40ХФА допускаемые напряжения смятия согласно [12] находятся в пределах $[\sigma_{\text{см}}] = 610 \dots 820$ МПа; для стали 20ХГНР $[\sigma_{\text{см}}] = 540 \dots 750$ МПа.

Ресурс рабочих поверхностей плунжеров и кулачков обойм находится в зависимости от действующих на эти поверхности сил и вызываемых ими напряжений, а также свойств используемых для их изготовления материалов, а также последующей термообработки. При этом уровень напряжений, возникающих на рабочих поверхностях элементов, определяется как действующими силовыми факторами, так и такими геометрическими параметрами, как длина контактной линии зоны трения $l_{\text{к}}$ и радиусы ρ_1 и ρ_2 кривизны рабочих поверхностей плунжера и кулачков внутренней и наружной обойм полуосей. На рис. 4 показана зависимость напряжений смятия, возникающих на контактирующих поверхностях плунжера и кулачках внутренней и наружной обойм, от длины контактной линии $l_{\text{к}}$ при разных значениях коэффициента блокировки дифференциала k_6 . Величина подводимого к коробке дифференциала от двигателя составляла 3600 Нм, при этом остальные параметры соответствовали данным трансмиссии ГАЗ-4901.

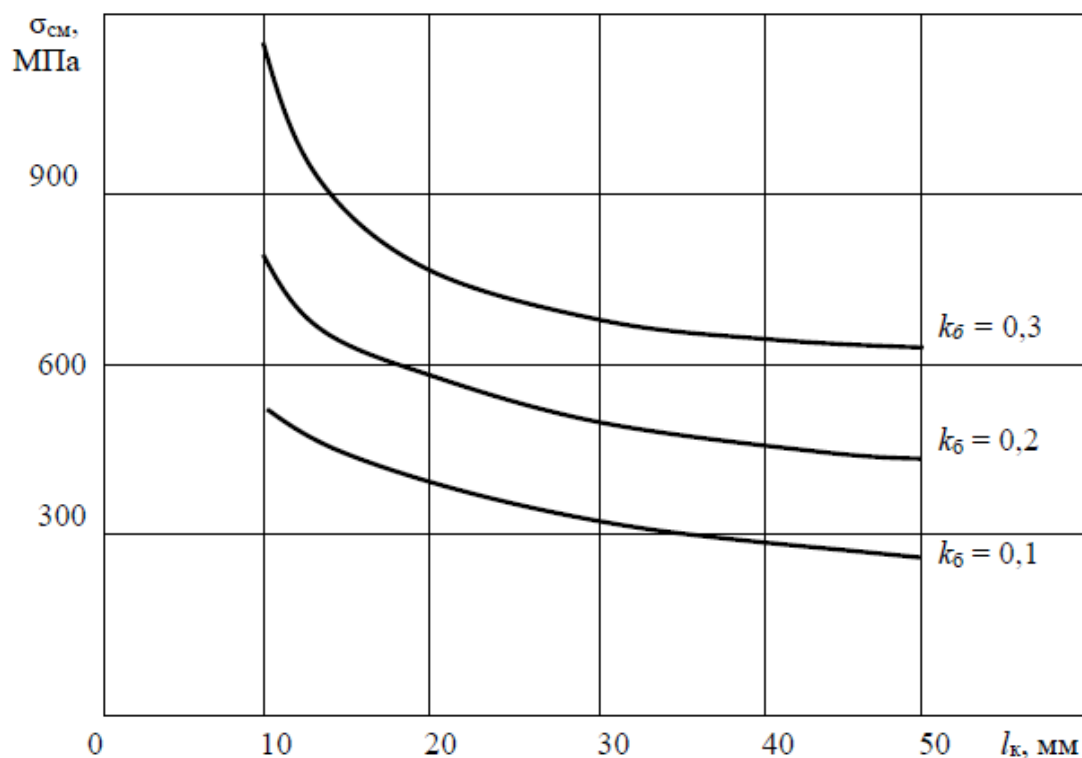


Рисунок 4 – Зависимость напряжений смятия, возникающих на рабочих поверхностях плунжеров и кулачках обойм от длины контактной линии их соприкосновения при разных значениях коэффициента блокировки дифференциала

Как видно из рис. 4, напряжения смятия, возникающие в зонах контактов плунжеров и кулачков обойм полуосей, находятся в нелинейной обратной зависимости от длины l_k контактной поверхности, при этом данные напряжения тем выше, чем большую величину имеет коэффициент блокировки дифференциала. С учётом того, что при использовании рабочих деталей дифференциала стали 40ХФА, имеющей допускаемые напряжения смятия в пределах $[\sigma_{см}] = 610 \dots 820$ МПа, при длине контактной линии $l_k = 30$ мм, при коэффициенте блокировки дифференциала $k_6 = 0,3$, запас прочности деталей находится на достаточно низком уровне, что оказывает негативное влияние на ресурс всего рассматриваемого узла. При меньших величинах коэффициента блокировки дифференциала напряжения на контактирующих поверхностях снижаются, что способствует увеличению запаса прочности деталей и, соответственно, ресурсу узла. Предметом дальнейшего поиска по результатам данной работы может быть определение оптимальной величины коэффициента блокировки межколёсного дифференциала, при котором возможно некоторое снижение напряжений в зонах контакта плунжеров и кулачков обойм полуосей.

4 Обсуждение и заключение

Результаты работы по оценке влияния характеристик межосевого дифференциала на распределение крутящих моментов между ведущими осями обсуждались на научно-практических конференциях, проводимых в Воронежском государственном лесотехническом университете имени Г.Ф. Морозова в 2020-2024 годах и в Орловском государственном университете в 2022 и 2023 годах. При этом было отмечено, что наличие асимметричного межколёсного дифференциала, способствует повышению проходимости автомобиля, однако приводит к определённым затратам мощности на циркуляцию момента между ведущими колёсами. Авторам данной работы было указано, что по направлению дальнейших действий следует уделить большее внимание вопросам поиска оптимальной величины коэффициента блокировки дифференциала, позволяющей повысить ресурс узла без заметного ухудшения проходимости автомобиля. Авторами работы было выражено согласие с данным замечанием, однако при этом было пояснено, что при поиске оптимальной величины коэффициента блокировки межколёсного дифференциала необходимо учитывать нагрузочные условия, действующие как со стороны двигателя, так и со стороны дороги по задаваемым характеристикам дорожных условий. При обсуждении результатов работы отмечалось, что по сведениям, показанным на рис. 2 и 3, может быть осуществлён анализ влияния потерь мощности, расходуемой на циркуляцию момента между ведущими колёсами, на показатели топливной экономичности автомобиля.

Заключение

1 Принудительная блокировка межколёсного дифференциала в главной передаче автомобиля при движении в сложных дорожных условиях на данный момент развития конструкторских решений представляет достаточно сложную задачу.

2 Работа асимметричного дифференциала в главной передаче автомобиля вызывает циркуляцию мощности между ведущими колёсами при криволинейном движении автомобиля, величина которой возрастает с увеличением его скорости.

3 Величина коэффициента блокировки асимметричного дифференциала существенно влияет на потери мощности на преодоление внутреннего трения и на ресурс сопрягаемых деталей.

4 В дальнейшей работе целесообразно сосредоточить внимание на определении оптимальной величины коэффициента блокировки асимметричного межколёсного дифференциала, позволяющей снизить потери мощности на циркуляцию между ведущими колёсами без ухудшения показателей проходимости автомобиля.

Список литературы

- 1 Антонов, Д. А. Теория движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. - М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
- 2 Аксенов, П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. - М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.
- 3 Агейкин, Я. С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. - М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
- 4 Андреев, А. Ф. Дифференциалы колёсных машин / А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефаров; под общ. редакцией А.Х. Лефарова. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
- 5 Андреев, А. Ф. Статическая поворотливость полноприводных колёсных машин с дифференциальным межосевым приводом / А.Ф. Андреев, А.Х. Лефаров. - Автотракторостроение. - Минск: Вышэйша школа, 1978, вып. 11. С. 117-125.
- 6 Бухарин, Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
- 7 Волков, В. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта: учебное пособие для вузов / В.С. Волков. – Санкт-Петербург: Лань, 2023. – 216 с.
- 8 Лефаров, А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей / А.Х. Лефаров. - М.: Машиностроение, 1972. – 147 с.
- 9 Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А.И. Гришкевич. - Минск: Вышэйша школа, 1986. – 208 с.
- 10 Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Транспорт, 1971. – 416 с.
- 11 Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск, дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
- 12 Тарасик, В. П. Моделирование дифференциальных приводов ведущих колёс мобильных машин / В. П. Тарасик, Пузанова О.В., Курстак В.И. – Вестник Белорусско-Российского университета, 2009, № 3 (24). – С. 42-52.
- 13 Круташов, А. В. Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Энергетическая эффективность распределения мощности / А.В. Круташов. //Автомобильная промышленность, 2011, №1. С. 11-13.
- 14 Круташов А.В., Баулина Е.Е., Серебряков В.В. Цилиндрический дифференциал с сателлитами непрерывного чередования (дифференциал «Квайф»). Конструкция, расчёт зацепления, расчёт коэффициента блокировки. - М: Тракторы и сельхозмашины, 2014 – 58 с.
- 15 Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984 – 376 с.
- 16 Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов; под ред. А.А. Полунгяна. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 – 496 с.
- 17 Селифонов, В. В. Многоцелевые полноприводные АТС и дифференциал повышенного трения / В.В. Селифонов, А.В. Круташов, Е.Е. Баулина. // Автомобильная промышленность, 2005, №3. – С. 25-29.
- 18 Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
- 19 Konig, R. Sehmietechnik / R. Konig. – Springer, 1972 – p.164. 32 Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
- 20 Mikell, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010 - p. 1024 34 Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. - New-York - London, 1974.
- 21 Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.
- 22 Wittel, H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011.

References

- 1 Antonov, D. A. Theory of motion of multi-axle vehicles / D. A. Antonov. - M.: Mashinostroenie, 1978. - 216 p.
- 2 Aksenov, P. V. Multi-axle vehicles / P. V. Aksenov. - M.: Mashinostroenie, 1980. - 207 p.

- 3 Ageikin, Ya. S. Cross-country ability of vehicles / Ya. S. Ageikin. - M.: Mashinostroenie, 1981. - 232 p.
- 4 Andreev, A. F. Differentials of wheeled vehicles / A. F. Andreev, V. V. Vantsevich, A. Kh. Lefarov; under the general editorship of A. Kh. Lefarov. - M.: Mashinostroenie, 1987. - 176 p.
- 5 Andreev, A. F. Static turning ability of all-wheel drive wheeled vehicles with differential interaxle drive / A. F. Andreev, A. Kh. Lefarov. - Automotive and tractor manufacturing. - Minsk: Higher School, 1978, issue 11. Pp. 117-125.
- 6 Bukharin, N. A. Automobiles. Design, load conditions, working processes, strength of vehicle units. Textbook for universities. / N. A. Bukharin, V. S. Prozorov, M. M. Shchukin. - L.: Mechanical Engineering, 1973. - 504 p.
- 7 Volkov, V. S. Specialized rolling stock of automobile transport: textbook for universities / V. S. Volkov. - St. Petersburg: Lan, 2023. - 216 p.
- 8 Lefarov, A.Kh. Differentials of cars and tractors / A.Kh. Lefarov. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 147 p.
- 9 Grishkevich, A.I. Cars. Theory. Textbook for universities / A.I. Grishkevich. - Minsk: Vysheysya shkola, 1986. - 208 p.
- 10 Litvinov, A.S. Controllability and stability of the car / A.S. Litvinov. - M.: Transport, 1971. - 416 p.
- 11 Tarasik, V.P. Mathematical modeling of technical systems: textbook for universities / V.P. Tarasik. - Minsk, design PRO, 2004. - 640 p.
- 12 Tarasik, V. P. Modeling of differential drives of driving wheels of mobile machines / V. P. Tarasik, O. V. Puzyanova, V. I. Kurstak. - Bulletin of the Belarusian-Russian University, 2009, No. 3 (24). - P. 42-52.
- 13 Krutashov, A. V. Limited slip differential plus LSD. Energy efficiency of power distribution / A. V. Krutashov. // Automobile industry, 2011, No. 1. P. 11-13.
- 14 Krutashov A. V., Baulina E. E., Serebryakov V. V. Cylindrical differential with continuous alternation satellites (differential "Quaif"). Design, engagement calculation, locking coefficient calculation. - M.: Tractors and agricultural machinery, 2014 – 58 p.
- 15 Lukin, P. P. Design and calculation of the car. Textbook for students of higher technical educational institutions studying in the specialty "Cars and tractors" / P. P. Lukin, G. A. Gasparyanc, V. F. Rodionov. - M.: Mechanical Engineering, 1984 – 376 p.
- 16 Afanasyev, B. A. Design of all-wheel drive wheeled vehicles: Textbook for universities / B. A. Afanasyev, B. N. Belousov, G. I. Gladov; edited by A. A. Polungyan. - M.: Bauman Moscow State Technical University, 2008 – 496 p.
- 17 Selifonov, V. V. Multipurpose all-wheel drive vehicles and limited slip differential / V. V. Selifonov, A.V. Krutashov, E.E. Baulina. // Automotive industry, 2005, No. 3. – pp. 25-29.
- 18 Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
- 19 Konig, R. Sehmertechnik / R. Konig. – Springer, 1972 – p.164. 32 Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1.2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
- 20 Mikell, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010 - p. 1024 34 Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka // Phys. Tire tract: Theory and Exp. - New-York - London, 1974.
- 21 Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.
- 22 Wittel, H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011.

© Волков В. С., Лебедев Е. Г., 2025