

бающих моментов  $M$  и сил  $Q$ , вызванных температурным расширением цилиндрической части тормозного барабана.

На рис. 3 приведены результаты расчета на ЭВМ ЕС-1022 температурных напряжений, действующих на внутреннем контуре кольцевой пластины. Полученные графики показывают влияние различных параметров на температурные напряжения при равномерном и неравномерном нагреве тормозного барабана до  $300^{\circ}\text{C}$ . Так, при прочих равных условиях увеличение радиуса тормозного барабана  $R$  (рис. 3, а) приводит к уменьшению температурных напряжений, испытываемых его фланцем (кольцевой пластиной), однако после некоторого значения радиуса барабана дальнейшее увеличение этого радиуса мало сказывается на температурных напряжениях, которые практически не меняют своих значений. Так же влияет на напряженное состояние тормозного барабана увеличение толщины кольцевой пластины  $h$  (рис. 3, б). Увеличение же радиуса закрепления кольцевой пластины  $b$  (рис. 3, в) и толщины цилиндрической оболочки  $h_0$  (рис. 3, г) усиливает напряженное состояние тормозного барабана.

Таким образом, полученные расчетные формулы для определения температурных напряжений тормозного барабана, которые являются основной причиной его разрушения, позволяют оптимизировать проектирование наиболее сложно и тяжело нагруженной детали автомобиля – тормозного барабана.

#### Л и т е р а т у р а

1. Мамити Г.И. Расчет барабана трансмиссионного тормоза автомобиля на прочность от воздействия центробежных сил инерции. – Автомобильная промышленность, 1979, № 9 с. 14–15.
2. Мамити Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. – В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 48–52.

УДК 629.114.4 – 585.13

С.Б.Самарцев (ММИ),  
В.Я.Корейво, А.Ф.Митяев (БелАЗ)

#### ВЫБОР ЗАКОНА ВКЛЮЧЕНИЯ МУФТЫ АВТОМОБИЛЯ ПО КРИТЕРИЯМ ОПТИМАЛЬНОСТИ

В последнее время наметилась тенденция к созданию специальных механизмов [1, 2], обеспечивающих значительное увеличение плавности включения фрикционных муфт и позволяющих до

определенной степени уменьшить динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля при переключении передач. Однако их использование приводит к существенному повышению тепловой нагруженности фрикционных элементов.

В связи с этим критериями для выбора рационального закона включения муфты следует считать невысокую динамическую нагруженность трансмиссии, допустимый уровень температурного режима дисков и достаточный запас момента трения, которые в совокупности определяют надежность и долговечность работы трансмиссии.

Многодисковые фрикционные муфты пятиступенчатой гидромеханической передачи (ГМП) БелАЗ [1] позволяют в значительной степени улучшить качество переключения передач. В зависимости от давления в системе подвода рабочей жидкости усилие сжатия пакета дисков может быть различным, что дает большие возможности в применении регулирования давления совместно с системой автоматического управления переключением передач для оптимального варианта включения. Возникшая необходимость оценки качества переходных процессов была реализована в теоретических исследованиях процессов включения муфты на ЭВМ "Минск-32". В качестве оценочных параметров приняты: начальная скорость вращения турбины гидротрансформатора  $\omega_T$  и максимальные значения теплового потока на поверхностях трения  $\theta_{\max}$ , поверхностной температуры стального  $\psi_{\text{ст max}}$  и металлокерамического  $\psi_{\text{мк max}}$  дисков, моментов на выходном валу коробки передач  $M_{\text{в max}}$  и полуосях  $M_{\text{п max}}$ , время буксования муфты  $t_{\text{б}}$ , усилие сжатия в конце замыкания муфты  $F_{\text{сжк}}$ .

Характеристика усилия сжатия муфты, приведенная на рис. 1, получена с помощью расчетно-экспериментальных исследований на Белорусском автозаводе. Расчеты производились в предположении установки муфты пятиступенчатой ГМП на автомобиль БелАЗ-548А для каждого из показанных на рис. 1 графиков усилия сжатия (т.е. при различных давлениях  $p_d$  в линии подвода жидкости к муфте) на всех скоростных режимах работы агрегата двигатель - гидротрансформатор. Это позволило получить общую картину изменения оценочных параметров, отработать методику их выбора и определить на основании ранее указанных критериев наилучшие условия работы ГМП. Для сравнения одновременно исследованы процессы переключения серийной муфты БелАЗ-540 с усилием сжатия, также показанным на рис. 1.

Методика расчетных исследований приведена в работе [2], однако для этого использовалась ЭВМ "Минск-32". Рассматри-

вался процесс трогания груженого автомобиля на I, II и III передачах на дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,1. Влияние дорожных условий на качество переходных процессов учтено при рассмотрении трогания автомобиля на I передаче при коэффициентах сопротивления качению 0,02 и 0,2. Значение коэффициента сцепления колес с дорогой во всех случаях равно 0,65. Указанные условия для трогания автомобиля были приняты с целью как можно более полной оценки возможных состояний механической системы.

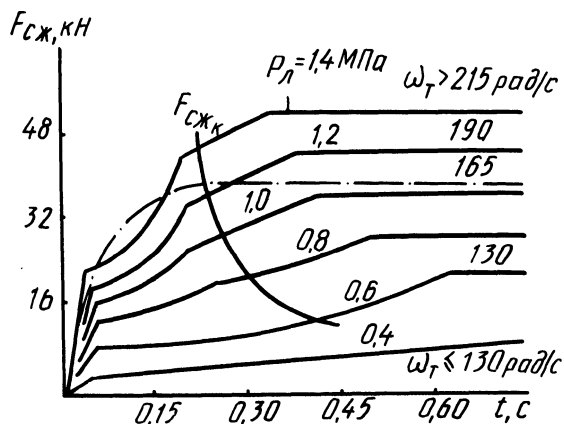


Рис. 1. Усилие сжатия пакета дисков муфты БелАЗ: — муфта БелАЗ-548М (в зависимости от давления в линии подвода); ..... — серийная муфта БелАЗ-540; — — — в момент замыкания ( $F_{сжк}$ ).

Установлено, что применение серийной фрикционной муфты обеспечивает наименьшее время буксования. Однако при частоте вращения турбины гидротрансформатора больше  $200 \text{ с}^{-1}$  величина  $t_б$  серийной муфты превышает время буксования для ряда характеристик усилия сжатия муфты пятиступенчатой ГМП. Это обуславливается тем, что включение муфты БелАЗ-540 на высокоскоростных режимах происходит на нерегулируемом участке кривой усилия сжатия, вследствие чего время буксования повышается, что было особенно заметно в случае трогания на II и III передачах. Наибольшее  $t_б$  соответствует характеристикам  $F_{сжк}$  с низким давлением в линии подвода жидкости.

Более плавное включение муфты пятиступенчатой ГМП вызывает снижение максимальной величины теплового потока при трении дисков, но, несмотря на это, растет поверхностная температура как стального, так и металлокерамического дисков. Максимальная температура характерна для законов нарастания

усилия сжатия при давлениях 0,6–0,8 МПа. На низкоскоростных режимах увеличение значений  $\nu_{\text{ст max}}$  и  $\nu_{\text{мк max}}$  при  $\omega_T \leq 175$  рад/с незначительно. Мало различаются между собой температуры дисков при давлениях в линии подвода в 1,2–1,4 МПа.

Как показали исследования, на низкоскоростных режимах при всех рассмотренных условиях трогания автомобиля температура дисков серийной муфты либо равна, либо значительно выше температуры дисков муфты пятиступенчатой ГМП. Это вызывается тем, что на включение последней затрачивается большее время, тем самым обуславливаются лучший прогрев дисков и более низкая поверхностная температура. Однако при трогании на высоких скоростях вращения турбины гидротрансформатора при  $p_{\text{д}} = 0,6–1$  МПа максимальная температура фрикционных элементов возрастает по сравнению с дисками муфты БелАЗ–540 вследствие значительной работы буксования. На II и III передачах при скорости  $\omega_T > 200$  рад/с, когда значение  $t_{\text{б}}$  серийной муфты превышает время буксования муфты пятиступенчатой ГМП для некоторых характеристик сжатия при различном давлении ( $p_{\text{д}} = 1,2–1,4$  МПа), тепловая динамика этой муфты также увеличивается. Для металлокерамических дисков при  $p_{\text{д}} = 1,0–1,4$  МПа температура поверхности трения в муфте пятиступенчатой ГМП примерно соответствует температуре фрикционной поверхности в серийной муфте.

Включение муфты по характеристикам усилия сжатия (рис. 1) с небольшими давлениями приводит к существенному снижению динамической нагруженности трансмиссии. В зависимости от включаемой ступени коробки передач или от дорожных условий это уменьшение различно.

Наибольшее снижение моментов  $M_{\text{в max}}$  и  $M_{\text{п max}}$  соответствует характеристике  $F_{\text{сж}}$  при давлении  $p_{\text{д}} = 0,6–0,8$  МПа, но этим же законам нарастания усилия сжатия свойственен экстремальный тепловой режим фрикционных дисков. Например,  $\nu_{\text{ст max}}$  при трогании на II передаче достигает соответственно 285–242°C, а  $\nu_{\text{мк max}}$  – 190–168°C. Поэтому указанные характеристики сжатия не могут быть рекомендованы для работы на всех режимах. С точки зрения тепловой нагруженности лучше выглядят характеристики  $F_{\text{сж}}$  с  $p_{\text{д}} = 1,2–1,4$  МПа, однако их использование приводит к большим максимальным значениям моментов на выходном валу коробки передач и полуосях автомобиля.

Полученные результаты анализировались по всем трем критериям: минимально возможным динамическим нагрузкам в трансмиссии, допустимом уровне тепловой нагруженности дисков, а также при условии включения муфты на регулируемых участках кривых усилия сжатия, которое определяет запас момента трения при буксовании. Это позволило выбрать рациональный при данной конструкции муфты и механической системе автомобиля закон включения муфты в зависимости от скоростного режима агрегата двигатель – гидротрансформатор и давления в системе обеспечения муфты. Полученный оптимальный вариант работы системы (рис. 1) в значительной степени удовлетворяет всем рассмотренным случаям: при различных включаемых ступенях ко-

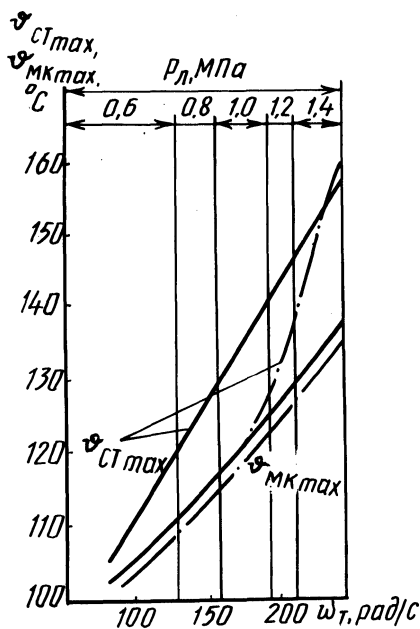


Рис. 2. Нагрев фрикционных дисков на различных скоростных режимах работы агрегата.

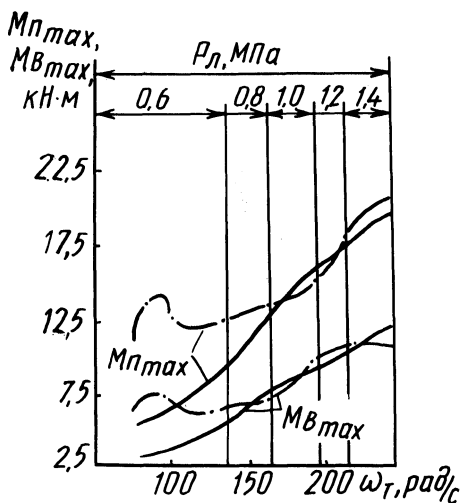


Рис. 3. Динамические нагрузки в трансмиссии в зависимости от скоростного режима машинного агрегата двигатель – гидротрансформатор.

робки передач и дорожных условиях. Вследствие включения муфты на регулируемых участках кривых  $F_{сж}$ , о чем свидетельствует график усилия сжатия в момент замыкания дисков  $F_{сжк}$ , достигается больший запас момента трения по сравнению с серийной муфтой, у которой при  $\omega_T > 120$  рад/с включение происходит при максимальном значении  $F_{сж}$ .

При предлагаемом законе изменения усилия сжатия муфты

пятиступенчатой ГМП БелАЗ, например, для I передачи превышение температуры  $\nu_{\text{ст max}}$  (рис. 2) будет не более  $10^{\circ}\text{C}$ , а  $\nu_{\text{мк max}}$  - всего до  $3^{\circ}\text{C}$ . Динамические нагрузки в трансмиссии (рис. 3) на низко- и среднескоростных режимах, являющихся самыми эксплуатационными, уменьшатся в 1,3-2,3 раза, а на высокоскоростных режимах не будут значительно превышать нагрузки, возникающие при включении серийной муфты.

Таким образом, рекомендуемый закон включения муфты в зависимости от скорости вращения турбины гидротрансформатора при минимальных нагрузках в трансмиссии обеспечивает нормальный тепловой режим фрикционных дисков.

### Л и т е р а т у р а

1. Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Конструкция и характеристики фрикционных муфт пятиступенчатой гидромеханической передачи БелАЗ. - Экспресс-информ. Конструкции автомобилей. - М., 1979, № 6, с. 9-19. 2. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. - Минск, 1973. - 320 с.

УДК 629.114.2 - 587

Ю.Е.Атаманов, канд. техн. наук,  
И.С.Сазонов (БПИ)

### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА САМОХОДНОГО ШАССИ

Для улучшения устойчивости прямолинейного движения уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой предлагается устанавливать в ведущем мосту автоматическую блокировку межколесного дифференциала. Блокировка выключается, когда разность касательных усилий на ведущих колесах достигнет заданной величины. Эту разность необходимо выбрать так, чтобы автоматическая блокировка, улучшая устойчивость прямолинейного движения агрегата, не ухудшала параметров его управляемости и поворотливости. То есть дифференциал должен быть заблокирован при рабочем ходе агрегата с допустимыми отклонениями от заданного направления движения и разблокироваться при совершении маневра.

Определим допустимые отклонения от заданного направления движения уборочного агрегата с широкозахватной жаткой, а за-