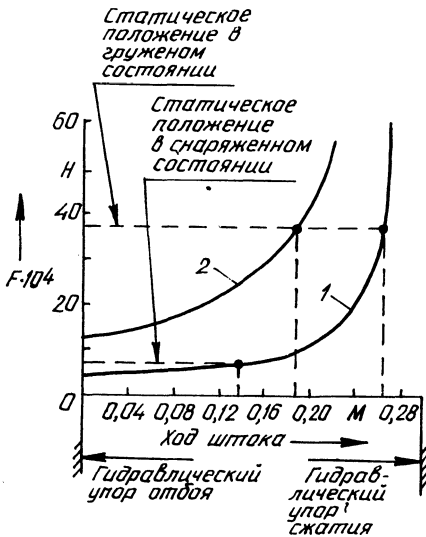


Рис. 2. Упругая характеристика гидропневматической подвески



Таким образом, с помощью дополнительного ресивера и управляемого перепуска газа из ресивера в цилиндр и обратно подвеска может иметь два состояния. В рассмотренном примере в состоянии 1 (рис. 2, кривая 1) подвеска переводится для движения порожнего автомобиля, в состояние 2 (рис. 2, кривая 2) — для движения груженого автомобиля.

Предлагаемая подвеска с двухступенчатым регулированием отличается от известных простотой конструкции и рекомендуется для автомобилей, эксплуатирующихся с практически постоянным весом груза, например карьерных самосвалов.

УДК 629.113-585-52.001.63

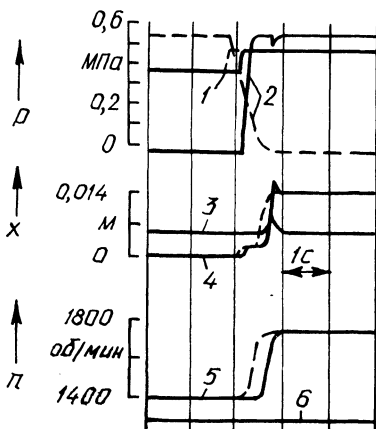
О.С. РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук (БПИ),
А.М. ЗАХАРИК (МАЗ)

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Развитие систем автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией повлекло за собой применение пневматических исполнительных механизмов для переключения передач. Однако инерционные синхронизаторы, которыми оснащены современные коробки передач, не всегда обеспечивают безударное включение передачи при работе с пневматическими исполнительными механизмами.

На рис. 1 приведена осциллограмма процесса переключения передачи. Штриховыми линиями изображены процессы при работе клапанов на "опорожнение". Цифрами обозначены следующие лучи: 1 — сигнал на электромагнит пневмораспределителя; 2 — давление в одной полости цилиндра; 3 — в другой

Рис. 1. Осциллограмма процесса включения передачи



полости; 4 — ход штока пневмоцилиндра; 5 — угловая скорость входного вала коробки передач; 6 — выходного вала.

Параметры системы пневмоуправления и коробки передач: площадь поршня цилиндра — $28,27 \text{ см}^2$, давление в ресивере — $0,6 \text{ МПа}$; жесткость системы управления — $1,176 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; ход синхронизатора — 16 мм . Анализ осциллограммы показывает большую продолжительность включения передачи. Это объясняется большой продолжительностью синхронизации по причине медленного падения давления воздуха в полости цилиндра. Уменьшить время падения давления воздуха можно, увеличив проходное сечение клапана пневмораспределителя. Однако в данном случае проходное сечение клапана составляет 4 мм , и дальнейшее его увеличение нецелесообразно по конструктивным соображениям.

На рис. 1 сплошными линиями изображены процессы при работе клапанов "на опорожнение". Как видно из осциллограммы, с уменьшением времени нарастания давления в полости цилиндра уменьшается и время включения передачи. Однако появляется динамическая нагрузка, о чем свидетельствует пик на луче 4. Зная жесткость системы управления и величину пика, можно рассчитать динамическую нагрузку. Ее будем оценивать коэффициентом динамичности, под которым понимают отношение максимальной нагрузки, возникшей в процессе переключения, к номинальному усилию пневмоцилиндра. В данном случае $K_d = 1,45$.

Таким образом, при работе пневмосистемы управления коробкой передач "на опорожнение" увеличивается время синхронизации за счет медленного нарастания усилия на конусах, что приводит к полному выдавливанию смазочного материала из зазора между конусами шестерни и синхронизатора, интенсивному трению и преждевременному изнашиванию конусов синхронизаторов.

При уменьшении времени наполнения цилиндра резко увеличивается динамическая нагруженность привода, что приводит к преждевременному выходу из строя деталей управления коробкой передач: муфт включения, сухарей, конусов синхронизаторов.

Таким образом, при установке в привод коробки передач пневматического исполнительного механизма необходимо применять демпфирующие устройства, гасящие кинетическую энергию поступательно движущихся масс. Однако

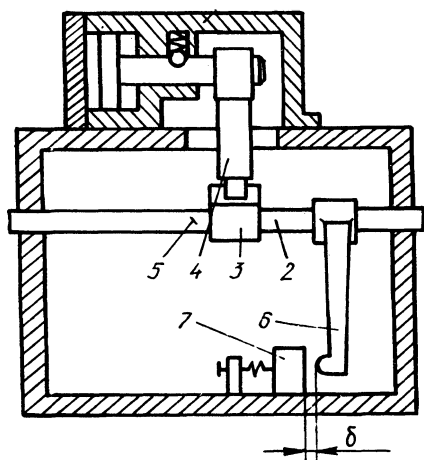


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования демпфирующих устройств

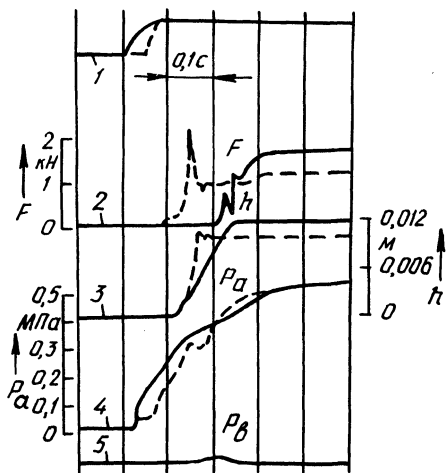


Рис. 3. Осциллограммы движения штока установки

параметры этих устройств должны быть подобраны таким образом, чтобы обеспечить безударное включение передачи. С другой стороны, в время включения передачи должно быть минимальным. Данная задача является типичной задачей многопараметрической оптимизации.

Для эффективного процесса оптимизации необходимо построить математическую модель, соответствующую результатам эксперимента.

Динамическая модель системы исполнительный механизм – коробка передач без учета влияния демпфирующих устройств приведена в работе [1]. Чтобы учесть установку гидравлического и пружинного демпферов, следует изменить лишь первое уравнение системы. При гидравлическом демпфере уравнение примет вид

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{и.м}} - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \text{sign} \dot{x}_1 - b \dot{x}_1,$$

при пружинном демпфере

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{и.м}} - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \text{sign} \dot{x}_1 - F_0 - c x_1,$$

где b – коэффициент демпфирования гидродемпфера, Н·с/м; F_0 – сила предварительного сжатия демпфирующей пружины; c – жесткость пружины; остальные обозначения имеют тот же смысл, что и в работе [1].

Для оценки адекватности математической модели эксперименту было промоделировано включение передачи с начальными условиями (осциллограмма на рис. 1) при значениях F_0 , c , b , равных нулю. Расхождение по продолжительности включения составило +20 %, по K_d + 8 %, по времени синхронизации + 6 %.

Для оценки математической модели, учитывающей наличие демпфирующих устройств, эксперимент проводился на установке, приведенной на рис. 2.

Здесь 1 — цилиндр с демпфирующими устройствами; 2 — шток коробки передач; 3 — головка штока коробки передач; 4 — рычаг переключения; 5 — тензодатчики, с помощью которых регистрировались изгибающие усилия в штоке; 6 — вилка; 7 — подвижный упор. В данном случае с помощью упора 7 выставлялся ряд зазоров δ и в полость цилиндра подавался воздух. Шток пневмоцилиндра начинал двигаться, увлекая за собой связанные с ним детали. В какой-то момент времени вилка наткнулась на упор 7, в штоке 2 возникла нагрузка, которая регистрировалась тензодатчиками 5. На рис. 3 сплошными и штриховыми линиями показаны осциллограммы соответственно для гидравлического и пружинного демпферов при зазоре 12 мм. Цифрами обозначены следующие лучи: 1 — сигнал на электромагнит; 2 — усилие в штоке; 3 — ход пневмоцилиндра; 4 — давление в одной полости цилиндра; 5 — в другой полости. Эти же процессы имитировались и на ЭВМ с помощью описанной выше модели. Результаты сравнения теоретических данных с экспериментальными приведены в табл. 1.

Анализируя приведенные данные, следует отметить хорошую сходимость теории с экспериментом. Таким образом, можно считать, приведенная модель достаточно точно отражает процессы, происходящие в коробке передач при включении передачи.

Как было указано выше, работу системы пневмоуправления следует оценивать двумя категориями: продолжительностью включения и коэффициентом динамичности. Однако проведение двухкритериальной оптимизации сложно. Поэтому следует перевести коэффициент динамичности в ранг ограничения, положив верхний его предел 1,1, а минимизировать продолжительность включения передачи.

В случае гидравлического демпфера управляемыми параметрами при оптимизации могут быть: диаметр поршня пневмоцилиндра, начальный объем цилиндра, давление воздуха, μf — величина, определяющая продолжительность наполнения цилиндра. Первые три параметра связаны между собой, так как усилие синхронизации представляет произведение давления на площадь поршня, а начальный объем — произведение площади поршня на длину цилиндра. При установке пружинного демпфера вместо коэффициента демпфирования следует принять силу предварительного сжатия и жесткость демпфирующей пружины.

Табл. 1. Результаты сопоставления теоретических и экспериментальных данных

Параметр	Расхождение теории с экспериментом, %*					
	Гидравлический демпфер			Пружинный демпфер		
	Зазор, мм					
	4	8	12	4	8	12
Время движения	+6	+7	+7	-1,5	+6	+8
Коэффициент динамичности	0	0	0	+8	+12	+10

Табл. 2. Результаты оптимизации

Параметр	Гидравлический демпфер	Пружинный демпфер
Диаметр цилиндра, мм	60	70
Давление воздуха, МПа	0,6	0,65
Коэффициент демпфирования, Н·с/м	4000	—
Прходное сечение трубопровода μf , м ²	$8 \cdot 10^{-5}$	$8 \cdot 10^{-5}$
Преднатяг пружины, Н	—	800
Жесткость пружины, Н/м	—	$4,5 \cdot 10^4$
Время включения передачи, с	0,62	0,57
Коэффициент динамичности	1	1,08

Таким образом, в качестве управляемых параметров принимаем коэффициент демпфирования для гидравлического демпфера и μf , для пружинного — силу предварительного сжатия и жесткость демпфирующей пружины, а также μf . В обоих случаях оптимизация должна проводиться для нескольких значений диаметров цилиндров.

Для оптимизации применялся метод стохастической аппроксимации из работы [2]. Результаты оптимизации для системы управления коробки передач ЯМЗ-201 приведены в табл. 2. Оптимизация проводилась на ЭВМ типа IBM PC/XT.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куцеволов В.А. Выбор параметров исполнительного механизма системы автоматизированного управления синхронизированной коробкой передач // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. 1987. Вып. 2. Руктешель О.С. Анализ и синтез систем автоматического управления переключением передач автотранспортных средств: Дис. ... д-р техн. наук. Мн., 1987.

УДК 629.114.2

А.П. СТЕЦКО, А.И. СКУРТУЛ,
канд. техн. наук (БПИ)

НАГРУЖЕННОСТЬ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 ПРИ РАБОТЕ С ФРОНТАЛЬНЫМ ПОГРУЗЧИКОМ

Универсально-пропашной колесный трактор класса 1,4 наряду с транспортировкой грузов и сельскохозяйственными операциями может выполнять работу фронтального погрузчика. Как показывает практика эксплуатации, в этом случае долговечность пар трения муфты сцепления (МС) трактора заметно снижается.