Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института
им.Г.В.Плеханова, т.ХIX, вып.1, 1975

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСОВ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ НА ВНУТРЕННИЕ ПОТЕРИ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЯХ

Н.А.АФАНАСЬЕВА, Б.И.ЛИВШИЦ

Пневмодвигатели, которые широко используются в горной промышленности для привода породопогрузочных машин, углеперегружателей, лебедок, буровых ключей, сбоечно-буровых машин и других устройств и механизмов, имеют ряд преимуществ перед электрическими двигателями: а) пневмодвигатели просты по конструкции и легко управляемы; б) благодаря их мягкой характеристике повышается надежность работы горных машин при тяжелых динамических режимах и знакопеременных нагрузках.

В энергетическом отношении пневмодвигатели - наиболее слабое звено в пневматической системе: КПД пневмодвигателей составляет 0,3-0,4, в то время как КПД воздухопроводной сети близок к 0,6 [1]. Эффективная же мощность пневмодвигателя зависит от механического КПД, а его увеличение достигается снижением внутренних потерь в двигателе.

Повышенное трение, износ, дегерметизация обусловлены несовпадением оси движения поршня с осью цилиндра, которое зависит от динамической и геометрической составляющих усилий. Динамическая составляющая P_z от давления воздуха, воспринимаемая поршнем, раскладывается на две силы, одна из которых N прижимает поршень к стенке цилиндра, вызывая переменную по величине силу трения и неравномерный износ рабочих поверхностей, а другая - P действует вдоль шатуна (рис. 1). Боковое усилие возникает в плоскости качания поршня, оно достаточно изучено [3] . Геометрическая составляющая усилия в цилиндро-поршневой паре является результатом ошибок положения и, в частности, перекосов и смещений поршня, вызванных погрешностями изготовления и сборки двигателя. Влияние этих ошибок

мало изучено, но их роль в пневматических двигателях велика, если принять во внимание невысокое давление воздуха (0,4–0,5 МПа) сравнительно с двигателями внутреннего сгорания и дизелями, у которых максимальное давление цикла соответственно достигает 2,5–5,0 и 5–10 МПа [2]

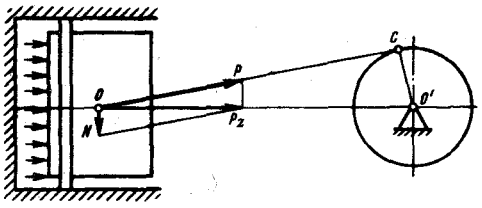


Рис. 1. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Изучение геометрических факторов имеет важное практическое значение для разработки теории реальных пневмодвигателей и основ их функциональной взаимозаменяемости. С этой целью в лаборатории технологии металлов и горного машиностроения Ленинградского горного института исследовалось влияние смещений и перекосов поршня в цилиндре на потери от трения в одной паре поршень-цилиндр. Исследования проводились на специальном стенде (рис. 2). Цилиндр 10 закреплен на угольнике 9, который вместе с цилиндром может устанавливаться под углом относительно оси движения столика 8. Столик снабжен шариковыми направляющими и может свободно поворачиваться по стрелке А . Этот поворот, возникающий из-за трения при движении поршня по стрелке Б , воспринимается динамометром 7. Вал 3, шатун 5

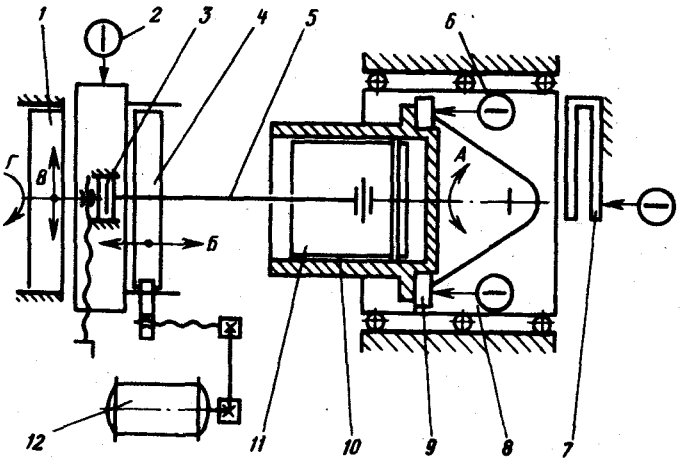


Рис. 2. Принципиальная схема измерительного стенда

и поршень II закреплены на поперечном суппорте 4, который смонтирован на продольном столе I, обеспечивающем перемещение поршня в цилиндре действием двигателя I2. Ошибки положения поршня относительно цилиндра достигаются установочными движениями поперечного суппорта в направлении стрелки B и угольника 9 по стрелке A. Величина параллельного смещения отсчитывается индикатором 2, а перекоса - двумя индикаторами 6. Поперечный суппорт и продольный стол совместно с шатуном и поршнем могут поворачиваться вокруг продольной оси по стрелке Γ, чем достигается изменение положения оси качания поршня относительно оси цилиндра.

Конструкцией стенда предусмотрена возможность имитировать любые ошибки положения поршня в цилиндре и регистрировать величины сил трения, вызванные конкретными ошибками.

В процессе эксперимента исследовалось влияние параллельного смещения поршня в цилиндре и перекосов в этой паре на внутренние потери от сил трения.

Кинематические пары, образующие шатунно-поршневую группу, обладают различной степенью свободы в зависимости от положения диаметральной плоскости вала и поршневого пальца. Поэтому все эксперименты проводились при четырех положениях плоскости качания поршня (0; 45; 60 и 90^0) относительно диаметральной плоскости цилиндра, перпендикулярной оси поршневого пальца. Каждая серия экспериментов повторялась многократно для повышения достоверности результатов наблюдений; полученные значения усреднялись.

В результате экспериментов установлено: различные значения параллельных смещений поршня в цилиндре при четырех упомянутых положениях плоскости качания поршня относительно цилиндра практически не оказывает влияния на увеличение потерь от сил трения в этой паре, что объясняется некоторой заданной свободой перемещения шатуна вдоль оси поршневого пальца и свободой качания шатуна вокруг этой оси. Поэтому зависимости влияния параллельных смещений поршня в цилиндре на механические потери не строились. Разные перекосы поршня в цилиндре вызывали в этой паре различные по величине усилия в каждой из четырех указанных плоскостей качания поршня относительно цилиндра (рис. 3).

Из анализа построенных графиков следует, что в плоскостях 0; 45; 60 и 90^0 между поршнем и цилиндром возникает усилие около I70 Н из-за трения компрессионного и маслосъемного колец о зеркало цилиндра. В плоскости 0^0 усилие между поршнем и цилиндром постоянно, оно не зависит от увеличения перекосов из-за свободы качания поршня вокруг оси поршневого пальца в этой плоскости. Уменьшение свободы качания поршня относительно поршневого пальца в плоскостях 45 и 60^0 увеличивает силу трения между поршнем и цилиндром при углах перекосов соответственно свыше 36 и 3I', что почти в два раза превышает расчетный угол перекоса, равный I9', определенный по методике В.Г.Калитенко [3].

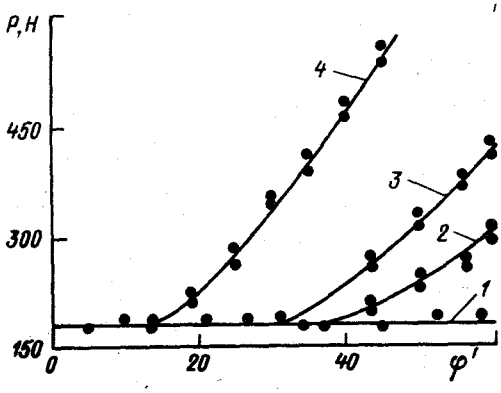


Рис. 3. Влияние перекосов деталей цилиндро-поршневой группы на внутренние потери в пневмодвигателях. 1–4 – соответственно для плоскости качания поршня 0; 45; 60; 90°

В плоскости 90° усилие между поршнем и цилиндром резко возрастает при углах перекосов свыше 16′ и при расчетном угле перекоса достигает 200 Н, что составляет около 13,4% от бокового усилия N, прижимающего поршень к стенке цилиндра, и превышает усилия при этих же углах перекосов в плоскостях 0; 45 и 60° на 2,1%. Резкое увеличение усилия в плоскости 90° вызвано отсутствием свободы перемещения поршня в этой плоскости.

Таким образом, одним из направлений, способствующих снижению механических потерь в паре поршень–цилиндр и, следовательно, повышению эффективной мощности двигателя, может быть уменьшение перекосов поршня в цилиндре.

Литература

1. Борисенко К.С. Пневматические двигатели горных машин. М., Углетехиздат, 1958.

2. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 2. Под ред. проф. А.С.Орлина. М., Машгиз, 1962.

3. Калитенко В.Г. Точностные расчеты при проектировании поршневых компрессоров. М., "Машиностроение", 1965.