



中华人民共和国国家标准

GB/T 17485—1998
idt ISO 4391:1983

液压泵、马达和整体传动装置 参数定义和字母符号

Hydraulic fluid power—Pumps, motors and integral
transmissions—Parameter definitions and letter symbols

1998-09-02 发布

1999-08-01 实施

国家质量技术监督局 发布



中华人民共和国国家标准

GB/T 17485—1998
idt ISO 4391:1983

液压泵、马达和整体传动装置 参数定义和字母符号

Hydraulic fluid power—Pumps, motors and integral
transmissions—Parameter definitions and letter symbols



1998-09-02 发布

1999-08-01 实施

国家质量技术监督局 发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
液 压 泵、马 达 和 整 体 传 动 装 置
参 数 定 义 和 字 母 符 号

GB/T 17485—1998

*

中国标准出版社出版
北京复兴门外三里河北街16号

邮政编码:100045

电 话:68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
版权专有 不得翻印

*

开本 880×1230 1/16 印张 1¼ 字数 29 千字
1999年3月第一版 1999年3月第一次印刷
印数 1—1 500

*

书号: 155066·1-15526 定价 12.00 元

*

标 目 366—41

前 言

本标准等同采用国际标准 ISO 4391:1983《液压传动 泵、马达和整体传动装置 参数定义和字母符号》制订的。

这样,通过等同采用国际标准制订成我国国家标准,以适应当前国际贸易、技术和经济交流飞跃发展的需要。

本标准由中华人民共和国机械工业部提出。

本标准由全国液压气动标准化技术委员会归口。

本标准负责起草单位:机械工业部北京机械工业自动化研究所。

本标准主要起草人:宋学义、吴志明、刘新德、赵曼琳。

16436/21

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是国家标准团体(ISO 成员团体)的世界性联盟。制订国际标准的工作通常通过 ISO 技术委员会来进行。对一个技术委员会为之成立的主题感兴趣的每个成员团体有权在该委员会取得代表资格。与 ISO 联络的政府或非政府国际组织也参与该工作。

由技术委员会采纳的国际标准草案在它们被 ISO 委员会批准为国际标准之前在成员团体中散发征求同意。

国际标准 ISO 4391 是由 ISO/TC 131 流体传动系统技术委员会起草的。

此第二版根据 ISO 技术工作导则第 1 部分的 6.11.2 直接提交 ISO 委员会。它终止并取代第一版(即 ISO 4391—1982),该第一版已被以下国家的成员团体赞同:

澳大利亚
奥地利
比利时
保加利亚
加拿大
智利
捷克斯洛伐克
芬兰
法国
德意志联邦
印度
意大利
日本
利比亚
荷兰
挪威
波兰
罗马尼亚
西班牙
瑞典
苏联

下列国家的成员团体表示反对技术组文件:

英国
美国

引 言

在液压传动系统中,功率是借助于密闭回路中的有压液体来传递和控制的。泵是把旋转的机械功率转换成液压功率的元件。马达是把液压功率转换成旋转的机械功率的元件。传动装置把一个单方向变转速轴输入转换成一个单方向或两方向变转速输出。

目 次

前言	I
ISO 前言	Ⅰ
引言	Ⅱ
1 范围	1
2 引用标准	1
3 定义	1
4 字母符号和下标使用导则	1
5 标注说明	2
6 用于特性的字母符号	2
7 用于特性符号的下标	3
8 用于一般特性的带下标符号的使用示例	5
9 用于泵和马达的带下标变量的使用示例	6
10 用于整体传动的带下标符号的使用示例	9
11 无符号的术语的定义	11

中华人民共和国国家标准

液压泵、马达和整体传动装置 参数定义和字母符号

GB/T 17485—1998
idt ISO 4391:1983

Hydraulic fluid power—Pumps, motors and integral
transmissions—Parameter definitions and letter symbols

1 范围

本标准描述并系统地定义液压泵、马达和整体传动装置的主要技术特征。

本标准规定这些技术特性的字母符号并且指明如何使用与具体场合相对应的下标来更清楚地界定它们。本标准还列出参数的量纲分析。

本标准适用于各类液压泵、马达和整体传动装置。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 786.1—93 液压气动图形符号(eqv ISO 1219-1:1991)

GB 3101—93 有关量、单位和符号的一般原则(eqv ISO 31-0:1992)

GB 3102.1—93 空间和时间的量和单位(eqv ISO 31-1:1992)

GB 3102.2—93 周期及其有关现象的量和单位(eqv ISO 31-2:1992)

GB 3102.3—93 力学的量和单位(eqv ISO 31-3:1992)

GB 3102.4—93 热学的量和单位(eqv ISO 31-4:1992)

GB/T 17446—1998 流体传动系统及元件 术语(idt ISO 5598:1985)

3 定义

所用术语的定义见 GB/T 17446。

4 字母符号和下标使用导则

4.1 字母符号

字母符号见第7章。

4.2 字母符号的下标

字母符号的下标见第8章。

4.3 字母符号和下标

符号的使用是不说自明的,但与下标结合却能产生多种可能性。因而,为了避免对同一主题产生过多不同的符号-下标组合,需要以下导则。

4.3.1 当仅为必须说明时,即针对泵、马达和传动装置列写方程式并进行对比时,在诸符号的上部加字母(P、M、T)以指明所用的元件。

4.3.2 如果需要两个以上的下标,则在其间加逗号。

4.3.3 第一优先级:0,1,2

4.3.4 第二优先级:3,b,d,e,g,h,hm,i,m,s,t, φ

4.3.5 第三优先级:c,dry,ex,f,fi,in,k,p,n

4.3.6 第四优先级:am,aux,lc,r,st

4.3.7 最低优先级:a,ma,mi,max,min

4.3.8 有关带下标符号的使用示例见第8、9和10章。

4.4 无符号的术语

无符号术语的定义见第11章。

5 标注说明(引用本标准)

决定遵守本标准时,在试验报告、样本和销售文件中采用以下说明:

“参数定义和字母符号符合 GB/T 17485 液压泵、马达和整体传动装置 参数定义和字母符号。(idt ISO 4391)”

6 用于特性的字母符号

6.1 用于符号的拉丁字母和希腊字母的顺序见表1。

表 1

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
6.1.1	体弹性模量	K	$ML^{-1}T^{-2}$	当应力均匀地施加于一个物体的所有侧面时,所施加应力与所产生的体积应变的关系。它是压缩率的倒数
6.1.2	力	F	MLT^{-2}	—
6.1.3	频率	f	T^{-1}	—
6.1.4	惯性矩	I	ML^2	根据运动部件的惯性矩算出的值
6.1.5	质量	m	M	—
6.1.6	旋转频率(转速)	n	T^{-1}	单位时间内驱动轴的转数
6.1.7	功率	P	ML^2T^{-3}	—
6.1.8	压力	p	$ML^{-1}T^{-2}$	在所注明点的静压力
6.1.9	质量流量	q_m	MT^{-1}	单位时间内通过流动路径的横截面的油液质量
6.1.10	体积流量	q_v	L^3T^{-1}	单位时间内通过流动路径的横截面的油液体积
6.1.11	刚度	S	ML^2T^{-2}	施加于一个轴上的转矩的变化与该轴角位置的变化之比
6.1.12	转矩	T	ML^2T^{-2}	—
6.1.13	时间	t	T	—
6.1.14	瞬时排量	v	L^3	在给定轴位置的扫过体积

表 1(完)

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
6.1.15	排量	V	L^3	一个完整的行程、循环或一转所排出的理论上不可压缩的油液的体积 $V = \int_0^{2\pi} v d\varphi$
6.1.16	转速比	Z	1	两个不同元件的转速之比
6.1.17	体热膨胀系数	α	$^{\circ}C^{-1}$	—
6.1.18	参数 X 的不规则度	δX	1	$\delta X = \frac{X_{\max} - X_{\min}}{X_{\min}}$, 式中 X 是任意参数
6.1.19	设定位置	ϵ	1	对于变量元件, 变量机构的位置由在给定调整下的理论扫过体积 V_i 与最大理论扫过体积 $V_{i,\max}$ 之间的比值来确定 $\epsilon = \frac{V_i}{V_{i,\max}}$
6.1.20	效率	η	1	—
6.1.21	温度	θ	$^{\circ}C$	—
6.1.22	角速度	ω	T^{-1}	单位时间内轴转过的弧度数 $\omega = 2\pi n$

6.2 其他符号见表 2。

表 2

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
6.2.1	旋转方向			从轴端观看的观察者的视点
	顺时针	R	1	
	逆时针	L	1	

7 用于特性符号的下标

7.1 用于下标的拉丁字母和希腊字母的顺序见表 3。

表 3

编号	名称	下标	定义或说明和示例
7.1.1	许用工况	a	能实现性能与寿命的允许标准的工况
7.1.2	环境	am	周围环境
7.1.3	辅助	aux	—
7.1.4	调整	b	—

表 3(续)

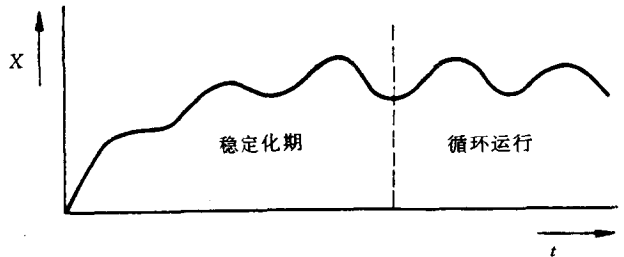
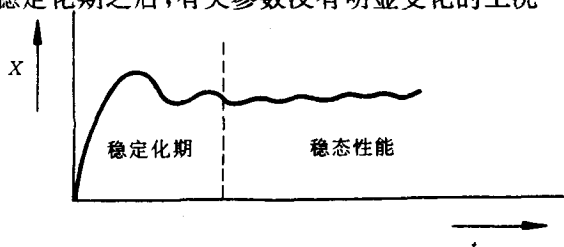
编号	名称	下标	定义或说明和示例
7.1.5	周期稳定工况	c	有关参数重复变化,相同状态定期重复的工况 
7.1.6	泄油	d	—
7.1.7	指明无油	dry	用于不考虑油液对它们的影响的一些值
7.1.8	测得值	e	由直接测量得出或根据测量计算得出
7.1.9	外部的	ex	—
7.1.10	油液	f	—
7.1.11	灌注	fi	由于泵灌注不良引起的一些值
7.1.12	几何的	g	根据几何尺寸计算的
7.1.13	液压的	h	—
7.1.14	液压机械的	hm	—
7.1.15	理论的	i	—
7.1.16	内部的	in	—
7.1.17	与压缩性有关的	k	—
7.1.18	局部的	lc	—
7.1.19	机械的	m	—
7.1.20	算术平均	ma	$X_{ma} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n}$
7.1.21	积分平均	mi	通过对时间积分得出的平均值。 时间 t_1 内一转过程中的平均值 $X_{mi} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} X dt$
7.1.22	极限工况	min max	允许装置在极端情况下运行的,以每个参数能取的极值(最大值或最小值)为特征来表示的工况;其他参数被注明
7.1.23	额定工况	n	根据规定试验的结果所推荐的元件或系统的稳态工况。“额定特性”一般在样本中给出

表 3(完)

编号	名称	下标	定义或说明和示例
7.1.24	与尖峰工况有关的	p	尖峰工况是一个冲击,其间该量超过允许的最大值。尖峰工况由一个短期超过平均值的值来定义
7.1.25	继续工况	r	有关参数不像 7.1.5 或 7.1.27 中定义的那样达到稳定化的工况
7.1.26	损失	s	—
7.1.27	稳态工况	st	经过稳定化期之后,有关参数没有明显变化的工况 
7.1.28	总值	t	也采用其他值的场合的参数总值
7.1.29	体积值	v	—
7.1.30	转角	φ	—

7.2 其他下标(或角标)见表 4。

表 4

编号	名称	下标 (或角标)	定义或说明和示例
7.2.1	元件内的位置	0	中立状态
7.2.2		1	进口或输入
7.2.3		2	出口或输出
7.2.4	元件类型	P	泵
7.2.5		M	马达
7.2.6		T	整体传动装置

* 对具体描述,下标 0、1 和 2 不能满足时,以奇数标识进口,以偶数标识出口。

8 用于一般特性的带下标符号的使用示例(见表 5)

表 5

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
8.1	无油质量	m_{dry}	M	没有油液时元件的质量
8.2	油液质量	m_{t}	M	准备运行时元件内所含油液的质量
8.3	总(工作)质量	m_{t}	M	准备运行的元件的质量 $m_{\text{t}} = m_{\text{dry}} + m_{\text{t}}$

表 5(完)

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
8.4	体积损失	q_{vs}	L^3T^{-1}	—
8.5	转矩损失	T_s	ML^2T^{-2}	$T_s^P = T_e - T_i$ 或 $T_s^M = T_i - T_e$
8.6	温差	$\Delta\theta$	$^{\circ}C$	Δ 表示一个差值
8.7	环境温度	θ_{am}	$^{\circ}C$	设备在其中工作的环境的温度
8.8	泄油温度	$\theta_{d,f}$	$^{\circ}C$	外部泄油点处油液的温度
8.9	油液温度	θ_i	$^{\circ}C$	在规定点处测得的油液的温度
8.10	进口油液温度	$\theta_{1,f}$	$^{\circ}C$	在元件进口测得的油液的温度
8.11	出口油液温度	$\theta_{2,f}$	$^{\circ}C$	在元件出口测得的油液的温度
8.12	局部温度	θ_{lc}	$^{\circ}C$	在规定点处测得的装置的温度

9 用于泵和马达的带下标变量的使用示例(见表 6)

表 6

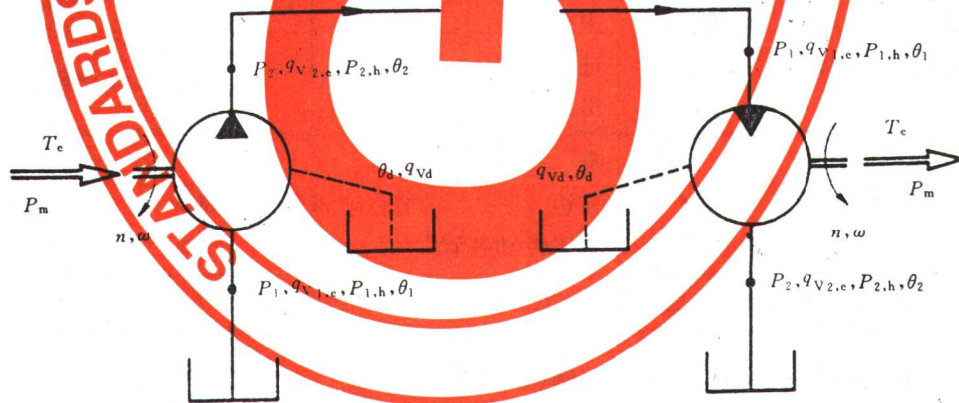
编号	名称	符号	量纲	定义或说明
9.1	能量转换	—	一般	 泵: $\Delta p = p_2 - p_1$ $P_{1,h} = p_1 \cdot q_{v1,e}$ $P_{2,h} = p_2 \cdot q_{v2,e}$ $P_m = T_e \cdot \omega$ $\eta_t = \frac{P_{2,h} - P_{1,h}}{P_m} = \frac{P_{2,h} - P_{1,h}}{T_e \cdot \omega}$ 马达: $\Delta p = p_1 - p_2$ $P_{1,h} = p_1 \cdot q_{v1,e}$ $P_{2,h} = p_2 \cdot q_{v2,e}$ $P_m = T_e \cdot \omega$ $\eta_t = \frac{P_m}{P_{1,h} - P_{2,h}} = \frac{T_e \cdot \omega}{P_{1,h} - P_{2,h}}$

表 6(续)

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
	采用以上液压功率的定义是因为实际上不可能利用油液的变形能。 定义： 有效流量是在泵的出口或马达的进口处存在的压力和温度条件下的实际流量。如果流量是在其他条件下测得的，则须进行修正以确定有效流量。 压差 Δp 是泵或马达的出口与进口处的静压力之差。如果在该进口与该出口之间有动能或位能差，则须考虑此差，修正 Δp			
9.2	液压泵	—	—	把旋转机械能转换成液压能的元件
9.3	液压马达	—	—	把液压能转换成旋转机械能的元件
9.4	调整力	F_b	MLT^{-2}	考虑到包括摩擦、压力、转速、调整方向和时间在内的所有条件时调整所需要的最大力
9.5	允许调整频率	$f_{b,a}$	T^{-1}	能按指定的调整行程或角度调整该装置时的频率
9.6	无油惯性矩	I_{dry}	ML^2	诸机械零件的惯性矩
9.7	油液惯性矩	I_t	ML^2	—
9.8	总惯性矩	I_t	ML^2	所有动态质量(机械的和油液的)惯性矩 $I_t = I_{dry} + I_t$
9.9	液压功率	P_h	ML^2T^{-3}	—
9.10	理论功率	P_i	ML^2T^{-3}	$P_i^p = q_{v1} \cdot \Delta p = T_i \cdot \omega$ $P_i^M = q_{v1} \cdot \Delta p = T_i \cdot \omega$
9.11	标称功率	P_n	ML^2T^{-3}	驱动原动机的额定功率
9.12	马达功率	P_m^M	ML^2T^{-3}	$P_m^M = T_e \cdot \omega$
9.13	泵功率	P_m^p	ML^2T^{-3}	$P_m^p = T_e \cdot \omega$
9.14	压差	Δp	$ML^{-1}T^{-2}$	$\Delta p^p = p_2 - p_1$ $\Delta p^M = p_1 - p_2$
9.15	最低(进口/出口)压力	p_{min}	$ML^{-1}T^{-2}$	$p_{1,min}^p$: 泵的进口处的最低允许压力 $p_{2,min}^M$: 保证满意运行的马达最低出口压力
9.16	最高(出口/进口)压力	p_{max}	$ML^{-1}T^{-2}$	$p_{2,max}^p$: 稳态工况下泵的最高允许出口压力 $p_{1,max}^M$: 稳态工况下马达的最高允许进口压力 对于其他工况,可用其他符号定义其他最高压力值
9.17	尖峰压力	p_p	$ML^{-1}T^{-2}$	可较短时间超过允许最高压力的压力

表 6(续)

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
9.18	有效流量	q_{ve}	L^3T^{-1}	$q_{v2,e}^P$: 泵出口处的实际流量 $q_{v1,e}^M$: 马达进口处的实际流量 在该点处的温度和压力下测得的实际流量
9.19	理论流量	q_{vi}	L^3T^{-1}	$q_{vi}^P = V_i \cdot n$; $q_{vi}^M = V_i \cdot n$
9.20	外部体积损失	$q_{vs,ex}$	L^3T^{-1}	$q_{vs,ex}^P$: 考虑到外部泄漏的输入增加 $q_{vs,ex}^M$: 考虑到外部泄漏的输入增加
9.21	灌注体积损失	$q_{vs,fi}$	L^3T^{-1}	由于泵灌注不良引起的输出损失
9.22	内部体积损失	$q_{vs,in}$	L^3T^{-1}	$q_{vs,in}^P$: 由内部泄漏引起的输出损失 $q_{vs,in}^M$: 考虑到内部泄漏的输入增加
9.23	压缩性体积损失	$q_{vs,k}$	L^3T^{-1}	$q_{vs,k}^P = (q_{vi} - q_{vs,in} - q_{vs,ex}) \frac{\Delta p}{K}$
如果忽略机械零件的弹性和间隙,以及由于油液的理化特性或由于油液中存在空气所引起的油液体积变化,则 $q_{v2,e}^P = q_{vi} - (q_{vs,in} + q_{vs,ex}) - q_{vs,k}$ $q_{v1,e}^M = q_{vi} + q_{vs,in} + q_{vs,ex} + q_{vs,k}$				
9.24	调整转矩	T_b	ML^2T^{-2}	—
9.25	有效转矩	T_e	ML^2T^{-2}	$T_e = \frac{P_m}{\omega}$
9.26	理论转矩	T_i	ML^2T^{-2}	$T_i = \frac{V_i \Delta p}{2\pi}$
9.27	液压机械损失 (转矩损失)	T_s	ML^2T^{-2}	$T_s^P = T_e - T_i$ $T_s^M = T_i - T_e$
9.28	起动转矩	T_0	ML^2T^{-2}	在规定的工况下,针对给定的压差从静止起动时在马达轴上可得到的最小有效转矩
9.29	调整时间	t_b	T	调整所需要的时间
9.30	最短调整时间	$t_{b,min}$	T	调整指定的角度所需的最短可能的时间
9.31	总调整时间	$t_{b,t}$	T	考虑总调整的行程和角度时,调整所需要的时间
9.32	有效排量	V_e	L^3	$V_e^P = \frac{q_{v2,e}^P}{n}$; $V_e^M = \frac{q_{v1,e}^M}{n}$
9.33	几何排量	V_g	L^3	不考虑公差、间隙和变形,按几何尺寸计算的排量

表 6(完)

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
9.34	空载排量	V_i	L^3	在规定的最低工作压力下,根据在两个不同的转速下测量得到的排出体积(泵)或吸纳体积(马达) $V_i^P = \left(\frac{\Delta q_{V2,e}}{\Delta n} \right)_{\Delta p=0} = \left(\frac{(q_{V2,e})_{n_2} - (q_{V2,e})_{n_1}}{n_2 - n_1} \right)_{\Delta p=0}$ $V_i^M = \left(\frac{\Delta q_{V1,e}}{\Delta n} \right)_{\Delta p=0} = \left(\frac{(q_{V1,e})_{n_2} - (q_{V1,e})_{n_1}}{n_2 - n_1} \right)_{\Delta p=0}$
9.35	总效率	η_t	1	$\eta_t^P = \eta_v \cdot \eta_{hm} = \frac{q_{V2,e}}{q_{V1,e}} \cdot \frac{T_i}{T_e} = \frac{P_{2,h} - P_{1,h}}{P_m}$ $\eta_t^M = \eta_v \cdot \eta_{hm} = \frac{q_{V1,e}}{q_{V2,e}} \cdot \frac{T_e}{T_i} = \frac{P_m}{P_{1,h} - P_{2,h}}$
9.36	容积效率	η_v	1	$\eta_v^P = \frac{q_{V2,e}}{q_{V1,e}}; \quad \eta_v^M = \frac{q_{V1,e}}{q_{V2,e}}$
9.37	液压机械效率	η_{hm}	1	$\eta_{hm}^P = \frac{T_i}{T_e}; \quad \eta_{hm}^M = \frac{T_e}{T_i}$
9.38	零位	$\epsilon = 0$	1	对应于零排量($\epsilon = 0$)

10 用于整体传动的带下标符号的使用示例(见表 7)

表 7

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
10.1	整体传动装置			一个或多个液压泵和一个或多个马达的组合形成的一个装置。 使用期间,该泵和马达的功能取决于它们在规定时间的实际功能。 输入轴连接于能源;输出轴连接于负载并由该(诸)马达来驱动
10.2	输出轴转速	n^M	T^{-1}	单位时间里输出轴的转数
10.3	理论输出转速	n_i^M	T^{-1}	$n_i^M = n^P \cdot Z_i = n^P \cdot \frac{V_i^P}{V_i^M}$
10.4	输入轴转速	n^P	T^{-1}	单位时间里输入轴的转数
10.5	与马达轴相连的运动机械零件的惯性矩	I_m^M	ML^2	与马达轴相连的所有机械零件的惯性矩

表 7(完)

编号	名称	符号	量纲	定义或说明
10.6	与泵轴相连的运动机械零件的惯性矩	I_M^P	ML^2	与泵轴相连的所有机械零件的惯性矩。相对于泵轴
10.7	至辅助驱动的输入功率	P_{aux}	ML^2T^{-3}	为了驱动升压泵和冷却系统所必须的机械输入功率的总和
10.8	辅助驱动输入转矩	T_{aux}	ML^2T^{-2}	为了驱动辅助装置(升压泵和冷却系统)所必须的输入转矩
10.9	理论输出转矩	T_i^M	ML^2T^{-2}	$T_i^M = \frac{T_i^P}{Z_i} = T_i^P \cdot \frac{V_i^M}{V_i^P}$
10.10	输入转矩	T^P	ML^2T^{-2}	至传动装置的所有输入转矩的总和
10.11	理论速比	Z_i	1	$Z_i = \frac{V_i^P}{V_i^M}$
10.12	总效率	η_t	1	$\eta_t = \frac{P_m^M}{P_m^P} = \frac{T_e^M \cdot \omega^M}{T_e^P \cdot \omega^P}$
10.13	设定参数			
10.13.1	设定的位置	ϵ^P ϵ^M	1	分别针对连接于泵轴和马达轴的元件
10.13.2	零件	$\epsilon^P=0$	1	泵处于零排量位置
10.13.3	最大排量位置	$\epsilon^P=1$ $\epsilon^M=1$	1	泵和马达处于最大排量位置
10.13.4	最高转速位置	$\epsilon^P=1$ $\epsilon^M=\min$	1	泵处于最大位置, 马达处于最小位置 输出转速=最高转速
10.13.5	中立位置	$\epsilon^M=0$	1	马达调整至零排量位置(在某些设计中可以通过打开一个旁通阀来实现该中立位置的功能)
10.13.6	自由位置	$\epsilon^P=0$ $\epsilon^M=0$	1	泵和马达二者均处于零排量位置