

中华人民共和国国家标准化指导性技术文件

GB/Z 3480.22—2024/ISO/TS 6336-22:2018

直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 22 部分：微点蚀承载能力计算

Calculation of load capacity of spur and helical gears—
Part 22: Calculation of micropitting load capacity

(ISO/TS 6336-22:2018, IDT)

2024-04-25 发布

2024-11-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言 III

引言 IV

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语、定义、符号和单位 2

 3.1 术语和定义 2

 3.2 符号和单位 2

4 微点蚀 5

5 基本公式 6

 5.1 通则 6

 5.2 抗微点蚀安全系数(S_λ) 6

 5.3 局部膜厚比($\lambda_{GF,Y}$) 6

 5.4 许用膜厚比(λ_{GFP}) 7

 5.5 抗微点蚀最小安全系数($S_{\lambda,min}$)的建议 8

6 材料参数(G_M) 9

 6.1 概述 9

 6.2 复合弹性模量(E_r) 9

 6.3 本体温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta M}$) 9

7 局部速度参数(U_Y) 10

 7.1 概述 10

 7.2 切向速度之和($v_{\Sigma,Y}$) 10

 7.3 本体温度下的动力黏度($\eta_{\theta M}$) 10

8 局部载荷参数(W_Y) 11

 8.1 概述 11

 8.2 方法 A 得出的局部赫兹接触应力($p_{dyn,Y,A}$) 11

 8.3 方法 B 得出的局部赫兹接触应力($p_{dyn,Y,B}$) 12

9 局部滑动参数($S_{GF,Y}$) 12

 9.1 概述 12

 9.2 局部接触温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta B,Y}$) 13

 9.3 局部接触温度下的动力黏度($\eta_{\theta B,Y}$) 13

10 接触路径上的接触点 Y 的定义 14

11 载荷分担系数(X_Y) 16

 11.1 概述 16

11.2 无齿廓修形的直齿轮 16

11.3 有齿廓修形的直齿轮 17

11.4 局部支撑系数($X_{\text{but},Y}$) 19

11.5 $\epsilon_{\beta} \leq 0.8$ 且无齿廓修形的斜齿轮 20

11.6 $\epsilon_{\beta} \leq 0.8$ 且有齿廓修形的斜齿轮 20

11.7 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 且无齿廓修形的斜齿轮 21

11.8 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 且有齿廓修形的斜齿轮 21

11.9 $0.8 < \epsilon_{\beta} < 1.2$ 的斜齿轮 23

12 局部接触温度($\theta_{B,Y}$) 23

13 局部闪温($\theta_{fl,Y}$) 23

14 本体温度(θ_M) 24

14.1 概述 24

14.2 平均摩擦系数(μ_m) 24

14.3 载荷损失系数(H_v) 26

14.4 齿顶修缘系数(X_{Ca}) 26

14.5 润滑系数(X_S) 28

附录 A(资料性) 根据 FVA-信息表 54/7,对发生微点蚀试验结果的油品进行许用膜厚比的计算..... 29

附录 B(资料性) λ_{GFP} 的参考值 31

参考文献 33

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 3480《直齿轮和斜齿轮承载能力计算》的第 22 部分。GB/T 3480 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数；
- 第 2 部分：齿面接触强度(点蚀)计算；
- 第 3 部分：轮齿弯曲强度计算；
- 第 4 部分：齿面断裂承载能力计算；
- 第 5 部分：材料的强度和质量；
- 第 6 部分：变载荷条件下的使用寿命计算；
- 第 22 部分：微点蚀承载能力计算。

本文件等同采用 ISO/TS 6336-22:2018《直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 22 部分：微点蚀承载能力计算》，文件类型由 ISO 的技术规范调整为我国的国家标准化指导性技术文件。

本文件做了下列最小限度的编辑性改动：

- 增加了公式(3)～公式(5)在文中的提及。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国齿轮标准化技术委员会(SAC/TC 52)提出并归口。

本文件起草单位：郑机所(郑州)传动科技有限公司、浙江双环传动机械股份有限公司、重庆齿轮箱有限责任公司、西北工业大学、重庆大学、河南科技大学、陕西法士特齿轮有限责任公司、南京高速齿轮制造有限公司、郑州机械研究所有限公司、贵州群建精密机械有限公司、温岭市明华齿轮有限公司、太原理工大学、湖南大学、浙江长城搅拌设备股份有限公司、重庆南雁实业集团龙剑机械制造有限公司、广东金力智能传动技术股份有限公司、江阴天澄机械装备有限公司。

本文件主要起草人：王伟、王志刚、董美珠、程向东、赵宁、侯圣文、余泳、刘怀举、李海霞、张鹏、徐文博、谷瑞杰、杨建军、何爱民、曹志刚、敬代云、范瑞丽、郭情情、职彦锋、颜玲明、王笑一、杨震、张磊、管洪杰、师陆冰、孙霖霖、张博宇、魏冰阳、钟华、孙中奎、周鹏亮、王文亮、张瑞亮、周长江、卢泽华、吴亮、何剑、黎冬阳。

引 言

GB/T(Z) 3480《直齿轮和斜齿轮承载能力计算》在我国齿轮行业有着广泛的应用,这些标准完善了我国渐开线圆柱齿轮承载能力的计算体系,有助于我国的齿轮产品充分地与国际接轨。

GB/T(Z) 3480 主要规定了渐开线圆柱直齿轮和斜齿轮承载能力的计算。为方便读者使用,拟将标准分为 11 个部分进行编写,各部分内容相互关联又各自独立,共同构成相对完整的计算框架。

依据研究对象和计算方法的不同,GB/T(Z) 3480 拟由 11 个部分构成。

- 第 1 部分:基本原理、概述及通用影响系数。目的在于确立渐开线圆柱直齿轮和斜齿轮承载能力计算的基本原理,给出通用影响系数和部分修正系数的取值。
 - 第 2 部分:齿面接触强度(点蚀)计算。目的在于给出基于赫兹接触理论的齿面接触强度(点蚀)的计算方法和部分修正系数的取值。
 - 第 3 部分:轮齿弯曲强度计算。目的在于给出基于悬臂梁理论的齿面弯曲强度的计算方法和部分修正系数的取值。
 - 第 4 部分:齿面断裂承载能力计算。目的在于描述一种近年来研发的评估齿面断裂风险的方法。
 - 第 5 部分:材料的强度和质量。目的在于给出不同材料质量等级的技术要求、影响齿轮齿面接触强度极限和齿根弯曲强度极限的主要因素及许用值。
 - 第 6 部分:变载荷条件下的使用寿命计算。目的在于给出变载荷条件下通过 Palmgren-Miner 法则计算变载荷的当量值的计算方法。
 - 第 20 部分:胶合承载能力计算 闪温法。目的在于描述啮合齿面最大接触温度以及接触温度沿接触路径的变化。
 - 第 21 部分:胶合承载能力计算 积温法。目的在于描述啮合齿面沿接触路径的接触温度加权平均值。
 - 第 22 部分:微点蚀承载能力计算。目的在于描述特定润滑油在齿轮接触区的最小油膜厚度模型,以此评价齿轮抗微点蚀的能力。
 - 第 30 部分:应用 GB/T 3480 第 1、2、3、5 部分的计算实例。目的在于提供基于 GB/T 3480.1、GB/T 3480.2、GB/T 3480.3 和 GB/T 3480.5 系列标准的可参考的算例。
 - 第 31 部分:微点蚀承载能力的计算实例。目的在于提供基于 GB/Z 3480.22 的可参考的算例。
- 各部分名称及采用 ISO 对应关系见表 1。

表 1 GB/T 3480 系列的各个部分(截至本文件出版日期的状态)

直齿轮和斜齿轮承载能力计算	ISO 文件类型			转化为我国标准化文件类型	
	ISO	ISO/TS	ISO/TR	GB/T	GB/Z
第 1 部分:基本原理、概述及通用影响系数	√			√	
第 2 部分:齿面接触强度(点蚀)计算	√			√	
第 3 部分:轮齿弯曲强度计算	√			√	
第 4 部分:齿面断裂承载能力计算		√			√
第 5 部分:材料的强度和质量	√			√	

表 1 GB/T 3480 系列的各个部分(截至本文件出版日期的状态)(续)

直齿轮和斜齿轮承载能力计算	ISO 文件类型			转化为我国标准化文件类型	
	ISO	ISO/TS	ISO/TR	GB/T	GB/Z
第 6 部分:变载荷条件下的使用寿命计算	√			√	
第 20 部分:胶合承载能力计算(也适用于锥齿轮和准双曲面齿轮)——闪温法 (部分代替:GB/Z 6413.1—2003)		√			×
第 21 部分:胶合承载能力计算(也适用于锥齿轮和准双曲面齿轮)——积温法 (部分代替:GB/Z 6413.2—2003)		√			×
第 22 部分:微点蚀承载能力计算		√			√
第 30 部分:应用 GB/T 3480 第 1、2、3、5 部分的计算实例			√		×
第 31 部分:微点蚀承载能力的计算实例			√		×
注:“√”表示已经出版,“×”表示尚未出版。					

直齿轮和斜齿轮承载能力计算

第 22 部分：微点蚀承载能力计算

1 范围

本文件描述了外啮合圆柱齿轮微点蚀承载能力的计算方法。该方法是基于对模数 3 mm~11 mm、节圆线速度 8 m/s~60 m/s 的油润滑齿轮传动装置的试验和观察基础上提出的。本文件适用于满足下述要求的参数合适的任意齿轮副。

本文件的公式适用于齿廓符合 ISO 53 的主动及从动圆柱齿轮，也适用于当量重合度($\epsilon_{\alpha n}$)小于 2.5 与其他基本齿条共轭的齿轮。对于法向工作压力角不大于 25°、分度圆螺旋角不大于 25°和节圆线速度大于 2 m/s 的情况，本文件的计算结果与其他方法相比符合性很好。

本文件不适用于评估非微点蚀类型的齿面损伤。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

ISO 53 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓(Cylindrical gears for general and heavy engineering—Standard basic rack tooth profile)

注：GB/T 1356—2001 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓(ISO 53:1998, IDT)

ISO 1122-1 齿轮术语和定义 第 1 部分：几何学定义(Vocabulary of gear terms—Part 1: Definitions related to geometry)

注：GB/T 3374.1—2010 齿轮 术语和定义 第 1 部分：几何学定义(ISO 1122-1:1998, IDT)

ISO 1328-1 圆柱齿轮 ISO 齿面公差分级制 第 1 部分：齿面偏差的定义和允许值(Cylindrical gears—ISO system of flank tolerance classification—Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth)

注：GB/T 10095.1—2022 圆柱齿轮 ISO 齿面公差分级制 第 1 部分：齿面偏差的定义和允许值(ISO 1328-1:2013, IDT)

ISO 6336-1 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors)

注：GB/T 3480.1—2019 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 1 部分：基本原理、概述及通用影响系数(ISO 6336-1:2006, IDT)

ISO 6336-2 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 2 部分：齿面接触强度(点蚀)计算[Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 2: Calculation of surface durability (pitting)]

注：GB/T 3480.2—2021 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 2 部分：齿面接触强度(点蚀)计算(ISO 6336-2:2019, IDT)

3 术语、定义、符号和单位

3.1 术语和定义

ISO 1122-1、ISO 6336-1 和 ISO 6336-2 界定的术语和定义适用于本文件。

3.2 符号和单位

表 2 中的符号适用于本文件。长度单位米、毫米和微米的选择是按照惯例进行的。这些单位的转换已经包含在给定的公式中。

表 2 符号和单位

符号	描 述	单位
a	中心距	mm
A	ISO 1328-1 中定义的 ISO 公差等级	—
B_{M1}	小齿轮热接触系数	$\text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{K})$
B_{M2}	大齿轮热接触系数	$\text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{0.5} \cdot \text{K})$
b	齿宽	mm
C	辅助常数	mm
C_{a1}	小齿轮齿顶修缘量	μm
C_{a2}	大齿轮齿顶修缘量	μm
C_{eff}	有效齿顶修缘量	μm
c_{M1}	小齿轮的比热容	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
c_{M2}	大齿轮的比热容	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
c'	一对轮齿单位齿宽的最大刚度(单齿啮合刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
$c_{\gamma a}$	单位齿宽啮合刚度的平均值(用于计算 K_v, K_{Ha}, K_{Fa})	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
d_{a1}	小齿轮齿顶圆直径	mm
d_{a2}	大齿轮齿顶圆直径	mm
d_{b1}	小齿轮基圆直径	mm
d_{b2}	大齿轮基圆直径	mm
d_{w1}	小齿轮节圆直径	mm
d_{w2}	大齿轮节圆直径	mm
d_{Y1}	小齿轮的 Y 点直径	mm
d_{Y2}	大齿轮的 Y 点直径	mm
E_r	复合弹性模量	N/mm^2
E_1	小齿轮的弹性模量	N/mm^2
E_2	大齿轮的弹性模量	N/mm^2
EAP	有效齿廓的终点(小齿轮主动:接触点 E;大齿轮主动:接触点 A)	—
F_{bt}	作用平面(基圆切平面)内的名义端面载荷	N

表 2 符号和单位（续）

符号	描 述	单位
F_t	每对啮合分度圆上(名义)端面切向载荷	N
G_M	材料参数	—
g_Y	接触路径上的参数(从点 A 到点 Y 的距离)	mm
g_a	接触路径长度	mm
H_v	载荷损失系数	—
h_Y	局部油膜厚度	μm
K_A	使用系数	—
K_{By}	斜齿轮载荷系数	—
K_{Ha}	齿间载荷分配系数	—
$K_{H\beta}$	螺旋线载荷分布系数	—
K_v	动载系数	—
K_γ	均载系数	—
n_1	小齿轮转速	r/min
P	传动功率	kW
p_{et}	接触路径上的端面基距	mm
$p_{dyn,Y}$	包含载荷系数 K 的局部赫兹接触应力	N/mm^2
$p_{H,Y}$	局部名义赫兹接触应力	N/mm^2
Ra	表面粗糙度的算术平均值	μm
Ra_1	小齿轮表面粗糙度的算术平均值	μm
Ra_2	大齿轮表面粗糙度的算术平均值	μm
$S_{GF,Y}$	局部滑动参数	—
S_A	抗微点蚀安全系数	—
$S_{A,min}$	抗微点蚀最小安全系数	—
SAP	有效齿廓起始点(小齿轮主动:接触点 A;大齿轮主动:接触点 E)	—
T_1	小齿轮的名义转矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
U_Y	局部速度参数	—
u	齿数比	—
VI	运动黏度指数	—
$v_{g,Y}$	局部滑动速度	m/s
$v_{t1,Y}$	小齿轮的局部切向速度	m/s
$v_{t2,Y}$	大齿轮的局部切向速度	m/s
$v_{\Sigma,C}$	节点切向速度之和	m/s
$v_{\Sigma,Y}$	Y 点切向速度之和	m/s
W_w	材料系数	—

表 2 符号和单位（续）

符号	描 述	单位
W_Y	局部载荷参数	—
$X_{\text{but},Y}$	局部支撑系数	—
X_{Ca}	修缘系数	—
X_L	润滑剂系数	—
X_R	粗糙度系数	—
X_S	润滑方式系数	—
X_Y	局部载荷分担系数	—
Z_E	弹性系数	$(\text{N}/\text{mm}^2)^{0.5}$
z_1	小齿轮齿数	—
z_2	大齿轮齿数	—
α_t	端面压力角	$(^\circ)$
α_{wt}	节圆工作压力角	$(^\circ)$
$\alpha_{\theta B,Y}$	局部接触温度下的压-黏系数	m^2/N
$\alpha_{\theta M}$	本体温度下的压-黏系数	m^2/N
α_{38}	38 ℃下的压-黏系数	m^2/N
β_b	基圆螺旋角	$(^\circ)$
ϵ_{max}	最大齿顶重合度	—
ϵ_a	端面重合度	—
ϵ_{an}	当量重合度,当量直齿轮的端面重合度	—
ϵ_β	轴向重合度	—
ϵ_γ	总重合度	—
ϵ_1	小齿轮齿顶重合度	—
ϵ_2	大齿轮齿顶重合度	—
$\eta_{\theta B,Y}$	局部接触温度下的动力黏度	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
$\eta_{\theta M}$	本体温度下的动力黏度	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
$\eta_{\theta \text{oil}}$	进油口/油池温度下的动力黏度	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
η_{38}	38 ℃下的动力黏度	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
$\theta_{B,Y}$	局部接触温度	$^\circ\text{C}$
$\theta_{fl,Y}$	局部闪温	$^\circ\text{C}$
θ_M	本体温度	$^\circ\text{C}$
θ_{oil}	进油口/油池温度	$^\circ\text{C}$
$\lambda_{\text{GF},\text{min}}$	接触区最小膜厚比	—
$\lambda_{\text{GF},Y}$	局部膜厚比	—
λ_{GFP}	许用膜度比	—

表 2 符号和单位（续）

符号	描 述	单位
λ_{GFT}	试验齿轮的临界膜厚比	—
λ_{M1}	小齿轮的热传导系数	W/(m·K)
λ_{M2}	大齿轮的热传导系数	W/(m·K)
μ_{m}	平均摩擦因数	—
$\nu_{\theta\text{B},\text{Y}}$	局部接触温度下的运动黏度	mm ² /s
$\nu_{\theta\text{M}}$	主体温度下的运动黏度	mm ² /s
ν_1	小齿轮的材料泊松比	—
ν_2	大齿轮的材料泊松比	—
ν_{100}	100 ℃时的运动黏度	mm ² /s
ν_{40}	40 ℃时的运动黏度	mm ² /s
ρ_{M1}	小齿轮的材料密度	kg/m ³
ρ_{M2}	大齿轮的材料密度	kg/m ³
$\rho_{\text{n,C}}$	节圆直径处的法向相对曲率半径	mm
$\rho_{\text{n,Y}}$	Y 点法向相对曲率半径	mm
$\rho_{\text{t,Y}}$	Y 点端面相对曲率半径	mm
$\rho_{\text{t1,Y}}$	小齿轮 Y 点端面曲率半径	mm
$\rho_{\text{t2,Y}}$	大齿轮 Y 点端面曲率半径	mm
$\rho_{\theta\text{B},\text{Y}}$	局部接触温度下润滑油密度	kg/m ³
$\rho_{\theta\text{M}}$	本体温度下润滑油密度	kg/m ³
ρ_{15}	15 ℃下润滑油密度	kg/m ³
下标符号		
Y	方法 A 中接触区内任一接触点 Y 的参数及方法 B 中接触线上的参数(含下标 Y 的所有参数只准许使用局部值计算)	

4 微点蚀

微点蚀是在混合弹流润滑状态或边界润滑状态下的两物体在滚滑过程中由赫兹接触所产生的一种现象。微点蚀受到运行条件的影响,如负载、速度、滑动、温度、表面形貌、膜厚比和润滑剂的化学成分等,在表面硬度较高的材料上更为常见。

微点蚀指的是齿面上生成的大量微小裂纹,这些裂纹与表面呈小角度扩展形成微坑。相对于接触面积微坑很小,通常深度为 10 μm~20 μm。微坑可能凝聚成一个连续的断裂表面,肉眼观察表面暗淡无光。

微点蚀是这种现象的常用名称,也被称为灰锈、灰斑、霜纹和剥落,见 ISO 10825。

微点蚀能够被抑制。如果微点蚀扩展,可能降低轮齿精度,增加动态载荷和噪声。如果微点蚀不受抑制而继续扩展,则可能导致宏观点蚀和其他类型的齿轮失效。

5 基本公式

5.1 通则

微点蚀承载能力计算是基于接触区的局部膜厚比($\lambda_{GF,Y}$)和许用膜厚比(λ_{GFP})^[11]。当最小膜厚比($\lambda_{GF,min}$)低于临界值(λ_{GFP})时,可能产生微点蚀。小齿轮和大齿轮接触区的 $\lambda_{GF,min}$ 和 λ_{GFP} 值应分别计算。值得注意的是,应根据工况来确定最小膜厚比和许用膜厚比。

本文件中的公式,适用于符合 ISO 53 规定齿廓的主动和从动圆柱齿轮,也适用于当量重合度($\epsilon_{\alpha n}$)小于 2.5 与其他齿条共轭的齿轮。

齿轮本体温度是由齿轮装置的热平衡确定的。在一个齿轮装置中有众多热源,其中最主要的是轮齿之间的摩擦和轴承的摩擦。密封件和搅油等其他热源也会对齿轮本体温度有一定的影响。当节线速度超过 80 m/s 时,啮合过程中的搅油损失、风阻损失产生的热量会增加很多,宜将其考虑在内(见方法 A)。热量通过壳体的传导、对流和辐射散发到环境中。对于喷油润滑,热量可由润滑油带入外部热交换器。

随着节线速度的降低,油膜厚度(h)会减小,进而抗微点蚀安全系数(S_λ)也随之降低。在低速齿轮传动中,齿面磨损可能占据主导地位。这在节点油膜厚度 $h_c \leq 0.1 \mu\text{m}$ 的试验研究中已被观察到。对于此类应用,宜根据方法 A 或方法 B,在典型试验条件下,针对与工况条件类似的润滑油膜厚度进行试验研究,以验证微点蚀是否仍占据主导地位。

微点蚀承载能力可通过最小膜厚比和在服役条件或规定的试验条件下相应得出的极限膜厚比的比值来确定。该比值用安全系数(S_λ)表示,应等于或高于抗微点蚀的最小安全系数($S_{\lambda,min}$)。

微点蚀主要发生于负滑动率区域。负滑动率出现在沿着主动齿轮 A 点与 C 点之间和从动齿轮 C 点与 E 点之间的接触线路径。综合考虑润滑油、表面粗糙度、齿轮的几何形状和工况条件的影响,可计算出接触区内每一点的膜厚比($\lambda_{GF,Y}$)。

5.2 抗微点蚀安全系数(S_λ)

考虑到微点蚀承载能力,根据公式(1)定义安全系数(S_λ):

$$S_\lambda = \frac{\lambda_{GF,min}}{\lambda_{GFP}} \geq S_{\lambda,min} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

- $\lambda_{GF,min} = \min(\lambda_{GF,Y})$ ——接触区最小膜厚比;
- $\lambda_{GF,Y}$ ——局部膜厚比(见 5.3);
- λ_{GFP} ——许用膜厚比(见 5.4);
- $S_{\lambda,min}$ ——抗微点蚀最小安全系数(见 5.5)。

最小膜厚比是由所有计算出的局部膜厚比($\lambda_{GF,Y}$)确定的, $\lambda_{GF,Y}$ 通过公式(2)得到。

5.3 局部膜厚比($\lambda_{GF,Y}$)

为确定安全系数 S_λ ,根据 Dowson/Higginson^[5]观点,需要已知接触区的局部油膜厚度(h_Y),并与有效表面粗糙度进行比较[见公式(3)和公式(4)]。

$$\lambda_{GF,Y} = \frac{h_Y}{Ra} \dots\dots\dots (2)$$

式中:

$$Ra = 0.5 \cdot (Ra_1 + Ra_2) \dots\dots\dots (3)$$

$$h_Y = 1\,600 \cdot \rho_{n,Y} \cdot G_M^{0.6} \cdot U_Y^{0.7} \cdot W_Y^{-0.13} S_{GF,Y}^{0.22} \dots\dots\dots (4)$$

式中：

- Ra ——表面粗糙度的算术平均值；
- Ra_1 ——小齿轮表面粗糙度的算术平均值(见 ISO 6336-2)；
- Ra_2 ——大齿轮表面粗糙度的算术平均值(见 ISO 6336-2)；
- h_Y ——局部油膜厚度；
- $\rho_{n,Y}$ ——Y 点的法向相对曲率半径(见第 10 章)；
- G_M ——材料参数(见第 6 章)；
- U_Y ——局部速度参数(见第 7 章)；
- W_Y ——局部载荷参数(见第 8 章)；
- $S_{GF,Y}$ ——局部滑动参数(见第 9 章)。

在选择方法 B 的情况下,公式(4)宜根据 5.3 b)中定义的 7 个局部点(Y)上的 $\rho_{n,Y}$ 、 U_Y 、 W_Y 和 $S_{GF,Y}$ 的值进行计算,而每一个 Y 点均存在上述 4 个参数。公式(1)应代入 7 个 $h_Y(\lambda_{GF,Y})$ 值中的最小值。

ISO/TR 6336-31 给出了算例。

a) 方法 A

在整个接触区域内,局部膜厚比可通过任何适宜的齿轮计算程序来确定。为此,应关注载荷分布、随啮合相位变化的法向速度和滑动速度的影响以及实际服役条件。

b) 方法 B

本方法包含一个假设,即有决定意义的局部膜厚比会出现在齿面的负滑动率区域上。简便起见,局部膜厚比的计算仅限于接触路径上的某些点。为此,关注以下几个点：

- 接触路径下界点 A 和上界点 E；
- 单对齿接触路径下界点 B 和上界点 D；
- A 和 B 之间的中间点 AB；
- D 和 E 之间的中间点 DE；
- 节点 C。

此外,该计算方法区分了两种情况：

- 情况 1:齿廓不修形；
- 情况 2:根据制造商的经验,进行适当的齿廓修形。

如果齿廓修形不充分,应使用情况 1 对应的计算方法。如果齿廓修形量过大,建议使用方法 A。

注：如果在节点处计算出的油膜厚度 $h_c \leq 0.1 \mu m$,参考适用条件中描述的潜在的磨损风险。

5.4 许用膜厚比(λ_{GFP})

确定许用膜厚比(λ_{GFP})有多种适用方法。

a) 方法 A

采用方法 A,使用与真实齿轮上微点蚀有关的试验研究或服役经验。

当运转中的实物齿轮刚刚发生微点蚀,其最小膜厚比可根据 5.3 a)计算。这个值等于计算微点蚀承载能力的极限膜厚比。

本方法的试验研究可在与实物齿轮副有相同设计的齿轮上进行。此时,齿轮的加工、精度、运行条件、润滑油和运行温度都应与实际齿轮副相适应。

一般来说,由于成本因素,本方法只在新产品开发和在齿轮副失效会产生严重后果时才适用。

另外,许用膜厚比(λ_{GFP})可从考虑了尺寸、服役和不同润滑油条件的参考齿轮详细的运行监测中得出。实物齿轮的尺寸和服役条件与参考齿轮越接近,应用这些数值进行设计评估或计算

检查就越准确。

b) 方法 B

本方法需要对大量试验齿轮保存完好的历史记录进行认真对比研究来验证。试验齿轮需要在齿轮类型、质量和制造等方面与所关注的齿轮相匹配。许用膜厚比(λ_{GFP})是通过临界膜厚比(λ_{GFT})计算出来的,而临界膜厚比是用于评估润滑油或材料的微点蚀承载能力的所有标准化测试方法的结果,该方法是通过在特定试验条件下运转指定试验齿轮得出结果的。 λ_{GFT} 是关于温度、油的黏度、基础油和添加剂化学成分的函数,可根据公式(2)在确定的试验齿轮接触点上计算出来,在这些接触点上找到最小的膜厚比,并在标准化试验方法中达到有关微点蚀失效极限的试验条件。

试验齿轮以及试验条件(例如,试验温度)应适合所考虑的实际齿轮。

任何标准化试验都能用来确定数据。在没有或不需要特定的试验程序的情况下,可采用目前国际上众多的标准化试验方法评估齿轮、润滑油和材料的微点蚀性能。一些被广泛采用的试验程序包括 FVA-FZG-微点蚀试验^[7]、Flender 微点蚀试验^[12]、BGA-DU 微点蚀试验^[2]和根据参考文献[3]进行的微点蚀试验。附录 A 提供了一些根据 FVA-信息表 54/7^[7]的试验程序生成的通用试验数据(仅供参考),其中 λ_{GFP} 可用公式(A.1)计算出通用的参考许用值。

润滑油添加剂对微点蚀承载能力的影响显著,一般比润滑油黏度的影响更大。由于添加剂的有效性在很大程度上取决于温度,建议在实际使用温度 $\pm 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的范围内对油品进行测试。如果差异较大,宜进行特定的测试或考虑额外的安全系数,并在客户与制造商之间达成一致。通常情况下,微点蚀试验是在特定的喷油温度下进行。油品供应商提供的数据应包含失效载荷级 SKS 和试验温度。

许用膜厚比(λ_{GFP})宜根据试验研究或服役经验来确定。若无法获得该数据或经验,附录 B 中提供了一些通用的数据(仅供参考)。

5.5 抗微点蚀最小安全系数($S_{\lambda,\text{min}}$)的建议

对于给定的应用场景, S_{λ} 的计算值大于或等于 $S_{\lambda,\text{min}}$,即表明微点蚀的载荷能力足够大。

微点蚀可在运行一段时间后停止,也可发展为宏观点蚀和失效。在润滑油测试中,有界定微点蚀失效的标准,但仍然没有普遍适用的标准来界定微点蚀何时被认定为是具有破坏性的。

应确定安全系数的某些最小值,在本文件中定义为计算出的最小膜厚比和许用膜厚比之比[见公式(1)]。

应审慎选择适当的失效概率和相应的安全系数,以合理的成本满足可靠性要求。根据计算所依据的假设(如承载假设)的可靠性和可靠性要求(发生失效的后果),选择一个相应的安全系数。

当齿轮是根据规范或招标书(报价单)生产时,供应商将根据本文件提供具有指定承载能力(额定值)的齿轮或齿轮装置,微点蚀的安全系数由双方商定。

除了上述的一般要求和对膜厚比的特殊要求外,安全系数的选择应认真分析以下影响因素。

- 如果应用场景极其重要,有严格的噪声要求,或者对润滑油中的磨损颗粒很敏感,则可以不准许微点蚀发生。齿轮齿廓和螺旋线修形宜采用三维接触分析来设计。齿面粗糙度宜得到控制,使接触面粗糙度之和远低于油膜厚度。安全系数高对应于设计偏保守。
- 如果通过在实际载荷条件下对实际装置进行测试来准确评估齿轮的性能,则可允许较低的安全系数和更经济的制造流程。
- 如果制造工艺发生变化,特别是由于制造公差造成的齿轮几何形状和表面纹理的变化、对中的变化,或由于化学成分、洁净度和微观组织(材料质量和热处理)导致材料的变化,可能需要更大的安全系数。
- 若因负载或系统对振动的响应是估计而非测量导致的齿轮传动应用中存在不确定性,则宜使

- 用更大的安全系数。
- 如果在齿轮服役期间,其传动装置的润滑和维护出现变化,宜使用较大的安全系数。
- 在一般的工业服役中,只要不迅速扩展,一定程度的微点蚀是可以接受的。如果观察到微点蚀,宜予以记录,并定期检查齿轮装置,确定微点蚀是否日益严重。可以更频繁地更换润滑油,滤去磨损颗粒,或使用抗微点蚀性能更强的润滑油。在这种情况下,较低的安全系数是可以接受的,微点蚀不可以被认为是一种失效。

6 材料参数(G_M)

6.1 概述

材料参数(G_M)表述了复合弹性模量(E_r)的影响,以及润滑油在本体温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta M}$)的影响[见公式(5)]。

$$G_M = 10^6 \cdot \alpha_{\theta M} \cdot E_r \dots\dots\dots (5)$$

式中:
 E_r ——复合弹性模量(见 6.2);
 $\alpha_{\theta M}$ ——本体温度下的压-黏系数(见 6.3)。

6.2 复合弹性模量(E_r)

对于不同材料和弹性模量(E_1 和 E_2)的齿轮副,复合弹性模量(E_r)可根据公式(6)确定。对于相同材料的齿轮副($E = E_1 = E_2$),复合弹性模量(E_r)可根据公式(7)确定。

$$E_r = 2 \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \dots\dots\dots (6)$$

当 $E_1 = E_2 = E$ 且 $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ 时,

$$E_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \dots\dots\dots (7)$$

式中:
 E_1 ——小齿轮的弹性模量(对于钢: $E = 206\,000\text{ N/mm}^2$);
 E_2 ——大齿轮的弹性模量(对于钢: $E = 206\,000\text{ N/mm}^2$);
 ν_1 ——小齿轮的泊松比(对于钢: $\nu = 0.3$);
 ν_2 ——大齿轮的泊松比(对于钢: $\nu = 0.3$)。

6.3 本体温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta M}$)

如果没有特定润滑油在本体温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta M}$)的数据,可用公式(8)进行近似计算(见参考文献[8])。

$$\alpha_{\theta M} = \alpha_{38} \cdot \left[1 + 516 \cdot \left(\frac{1}{\theta_M + 273} - \frac{1}{311} \right) \right] \dots\dots\dots (8)$$

式中:
 α_{38} ——润滑油在 38 °C 时的压-黏系数;
 θ_M ——本体温度(见第 14 章)。
如果没有 α_{38} 的数值,可用公式(9)~公式(11)进行近似计算^[1]。
对于矿物油:

$$\alpha_{38} = 2.657 \times 10^{-8} \cdot \eta_{38}^{0.134\,8} \dots\dots\dots (9)$$

对于以 PAO 为基础的合成非 VI 改进油:

$$\alpha_{38} = 1.466 \times 10^{-8} \cdot \eta_{38}^{0.050\,7} \dots\dots\dots(10)$$

对于 PAG 基合成油：

$$\alpha_{38} = 1.392 \times 10^{-8} \cdot \eta_{38}^{0.157\,2} \dots\dots\dots(11)$$

式中：

η_{38} ——润滑油在 38 ℃时的动力黏度。

7 局部速度参数(U_Y)

7.1 概述

用公式(12)计算的局部速度参数(U_Y)，描述了膜厚比随着润滑油在本体温度下动力黏度($\eta_{\theta M}$)，以及切向速度之和($v_{\Sigma,Y}$)的增加而成比例增加。

$$U_Y = \eta_{\theta M} \cdot \frac{v_{\Sigma,Y}}{2\,000 \cdot E_r \cdot \rho_{n,Y}} \dots\dots\dots(12)$$

式中：

$\eta_{\theta M}$ ——润滑油在本体温度下的动力黏度(见 7.3)；

$v_{\Sigma,Y}$ ——Y 点的切向速度之和(见 7.2)；

E_r ——复合弹性模量(见 6.2)；

$\rho_{n,Y}$ ——Y 点的局部法向相对曲率半径(见第 10 章)。

7.2 切向速度之和($v_{\Sigma,Y}$)

啮合点 Y 的切向速度之和根据公式(13)～公式(15)计算。小齿轮和大齿轮在齿面某个接触点 Y 的速度($v_{r1,Y}$ 和 $v_{r2,Y}$)取决于 Y 点的小齿轮直径和大齿轮的直径(d_{Y1} 和 d_{Y2})。

$$v_{\Sigma,Y} = v_{r1,Y} + v_{r2,Y} \dots\dots\dots(13)$$

$$v_{r1,Y} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot \frac{d_{w1}}{2\,000} \cdot \sin\alpha_{wt} \cdot \sqrt{\frac{d_{Y1}^2 - d_{b1}^2}{d_{w1}^2 - d_{b1}^2}} \dots\dots\dots(14)$$

$$v_{r2,Y} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{u \cdot 60} \cdot \frac{d_{w2}}{2\,000} \cdot \sin\alpha_{wt} \cdot \sqrt{\frac{d_{Y2}^2 - d_{b2}^2}{d_{w2}^2 - d_{b2}^2}} \dots\dots\dots(15)$$

式中：

$v_{r1,Y}$ ——小齿轮的切向速度(见图 1)；

$v_{r2,Y}$ ——大齿轮的切向速度(见图 1)；

d_{b1} ——小齿轮基圆直径；

d_{b2} ——大齿轮基圆直径；

d_{w1} ——小齿轮节圆直径；

d_{w2} ——大齿轮节圆直径；

d_{Y1} ——小齿轮 Y 点直径(见图 1 和第 10 章)；

d_{Y2} ——大齿轮 Y 点直径(见图 1 和第 10 章)；

n_1 ——小齿轮转速；

u ——齿数比，即 z_2/z_1 ；

α_{wt} ——节圆压力角。

7.3 本体温度下的动力黏度($\eta_{\theta M}$)

7.3.1 概述

本体温度下的动力黏度($\eta_{\theta M}$)按公式(16)计算。

$$\eta_{\theta M} = 10^{-6} \cdot \nu_{\theta M} \cdot \rho_{\theta M} \dots\dots\dots (16)$$

式中：
 $\nu_{\theta M}$ ——润滑油在本体温度下的运动黏度(见 7.3.2)；
 $\rho_{\theta M}$ ——润滑油在本体温度下的密度(见 7.3.3)。

7.3.2 本体温度下的运动黏度($\nu_{\theta M}$)

本体温度下的运动黏度($\nu_{\theta M}$)根据公式(17)~公式(19),通过 40 °C 的运动黏度(ν_{40})和 100 °C 的运动黏度(ν_{100})计算出来。温度高于 140 °C 时,宜通过测量来确认。

$$\log[\log(\nu_{\theta M} + 0.7)] = A \cdot \log(\theta_M + 273) + B \dots\dots\dots (17)$$

$$A = \frac{\log[\log(\nu_{40} + 0.7)/\log(\nu_{100} + 0.7)]}{\log(313/373)} \dots\dots\dots (18)$$

$$B = \log[\log(\nu_{40} + 0.7)] - A \cdot \log(313) \dots\dots\dots (19)$$

式中：
 θ_M ——本体温度(见第 14 章)；
 ν_{40} ——润滑油在 40 °C 时的运动黏度；
 ν_{100} ——润滑油在 100 °C 时的运动黏度。

7.3.3 本体温度下润滑油的密度($\rho_{\theta M}$)

如果本体温度下的润滑油密度($\rho_{\theta M}$)无法获得,可根据润滑油在 15 °C 时的密度,按公式(20)进行近似计算。

$$\rho_{\theta M} = \rho_{15} \left[1 - 0.7 \frac{(\theta_M + 273) - 288}{\rho_{15}} \right] \dots\dots\dots (20)$$

式中：
 ρ_{15} ——润滑油在 15 °C 时的密度,根据润滑油数据表查得；
 θ_M ——本体温度(见第 14 章)。

如果 ρ_{15} 的数据无法获得,那么可用公式(21)进行近似计算(矿物油)^[10]。

$$\rho_{15} = 43.37 \cdot \log \nu_{40} + 805.5 \dots\dots\dots (21)$$

式中：
 ν_{40} ——润滑油在 40 °C 时的运动黏度。

8 局部载荷参数(W_Y)

8.1 概述

局部载荷参数(W_Y)用局部赫兹接触应力($p_{dyn,Y}$)和复合弹性模量(E_r)来确定,如公式(22)所示。

$$W_Y = \frac{2 \cdot \pi \cdot p_{dyn,Y}^2}{E_r^2} \dots\dots\dots (22)$$

式中：
 $p_{dyn,Y}$ ——根据方法 A(见 8.2)或根据方法 B(见 8.3)确定的局部赫兹接触应力；
 E_r ——复合弹性模量(见 6.2)。

8.2 方法 A 得出的局部赫兹接触应力($p_{dyn,Y,A}$)

根据方法 A,局部赫兹接触应力($p_{dyn,Y,A}$)宜通过三维啮合接触和载荷分布分析程序来确定。将由弹性啮合接触模型确定的局部名义赫兹接触应力 $p_{H,Y,A}$ 应用于公式(23),可得到局部赫兹接触应力 ($p_{dyn,Y,A}$)。

$$p_{\text{dyn},Y,A} = p_{H,Y,A} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v} \dots\dots\dots (23)$$

式中：
 $p_{H,Y,A}$ ——局部名义赫兹接触应力，用三维载荷分布程序计算；
 K_A ——使用系数（根据 ISO 6336-1）；
 K_v ——动载系数（根据 ISO 6336-1）。

注：如果在三维弹性接触模型中已经考虑了 K_A 或 K_v 的影响，则 K_A 或 K_v （或两者）都宜在公式（23）中设置为 1.0。

8.3 方法 B 得出的局部赫兹接触应力($p_{\text{dyn},Y,B}$)

8.3.1 概述

根据方法 B，局部赫兹接触应力($p_{\text{dyn},Y,B}$)根据公式(24)计算。
所需的名义赫兹接触应力($p_{H,Y,B}$)由公式(25)和公式(26)计算得到，见 8.3.2。

$$p_{\text{dyn},Y,B} = p_{H,Y,B} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} \dots\dots\dots (24)$$

式中：
 $p_{H,Y,B}$ ——局部名义赫兹接触应力（见 8.3.2）；
 K_A ——使用系数（根据 ISO 6336-1）；
 K_γ ——均载系数（根据 ISO 6336-1）；
 K_v ——动载系数（根据 ISO 6336-1）；
 K_{Ha} ——齿间载荷分配系数（根据 ISO 6336-1），齿廓修形被考虑在系数 X_Y 中，见第 11 章；
 $K_{H\beta}$ ——螺旋线载荷分布系数（根据 ISO 6336-1），在这个系数中考虑了齿向修形。

注：端面重合度 $\epsilon_a > 2$ 的齿轮只能根据方法 A 进行计算。

8.3.2 局部名义赫兹接触应力($p_{H,Y,B}$)

局部名义赫兹接触应力($p_{H,Y,B}$)用于确定局部赫兹接触应力($p_{\text{dyn},Y,B}$)（见 8.2）。考虑到不同齿廓修形的影响，引入了载荷分担系数(X_Y)。为了计算局部名义赫兹接触应力，使用局部名义相对曲率半径。

$$p_{H,Y,B} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot X_Y}{b \cdot \rho_{n,Y} \cdot \cos\alpha_t}} \dots\dots\dots (25)$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_r}{2\pi}} \dots\dots\dots (26)$$

式中：
 Z_E ——弹性系数（根据 ISO 6336-2）；
 b ——齿宽；
 F_t ——分度圆上（名义）端面切向载荷；
 X_Y ——载荷分担系数（见第 11 章）；
 E_r ——复合弹性模量（见 6.2）；
 α_t ——端面压力角；
 β_b ——基圆螺旋角；
 $\rho_{n,Y}$ ——局部法向相对曲率半径（见第 10 章）。

9 局部滑动参数($S_{GF,Y}$)

9.1 概述

局部滑动参数($S_{GF,Y}$)[见公式(27)]，说明了局部滑动对局部温度的影响。这个温度会影响局部

压-黏系数和局部动力黏度,从而影响局部润滑油膜厚度^[6]。局部接触温度($\theta_{B,Y}$)为局部闪温($\theta_{fl,Y}$)和本体温度(θ_M)之和。

$$S_{GF,Y} = \frac{\alpha_{\theta B,Y} \cdot \eta_{\theta B,Y}}{\alpha_{\theta M} \cdot \eta_{\theta M}} \dots\dots\dots (27)$$

式中：
 $\alpha_{\theta B,Y}$ ——局部接触温度下的压-黏系数(见 9.2)；
 $\eta_{\theta B,Y}$ ——局部接触温度下的动力黏度(见 9.3)；
 $\alpha_{\theta M}$ ——在本体温度下的压-黏系数(见 6.3)；
 $\eta_{\theta M}$ ——本体温度下的动力黏度(见 7.3)。

9.2 局部接触温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta B,Y}$)

如果特定润滑油在局部接触温度下的压-黏系数($\alpha_{\theta B,Y}$)的数据无法获得,通过公式(28)进行近似计算(见参考文献[8])。

$$\alpha_{\theta B,Y} = \alpha_{38} \left[1 + 516 \cdot \left(\frac{1}{\theta_{B,Y} + 273} - \frac{1}{311} \right) \right] \dots\dots\dots (28)$$

式中：
 α_{38} ——润滑油在 38 ℃时的压-黏系数(见 6.3)；
 $\theta_{B,Y}$ ——局部接触温度(见第 12 章)。

9.3 局部接触温度下的动力黏度($\eta_{\theta B,Y}$)

9.3.1 概述

局部接触温度下的动力黏度($\eta_{\theta B,Y}$)由公式(29)确定。

$$\eta_{\theta B,Y} = 10^{-6} \cdot \nu_{\theta B,Y} \cdot \rho_{\theta B,Y} \dots\dots\dots (29)$$

式中：
 $\nu_{\theta B,Y}$ ——局部接触温度下的运动黏度(见 9.3.2)；
 $\rho_{\theta B,Y}$ ——局部接触温度下润滑油的密度(见 9.3.3)。

9.3.2 局部接触温度下的运动黏度($\nu_{\theta B,Y}$)

局部接触温度下的运动黏度($\nu_{\theta B,Y}$)可根据公式(30)由 40 ℃时的运动黏度 ν_{40} 和 100 ℃时的运动黏度 ν_{100} 计算出来。对于温度高于 140 ℃时运动黏度的推测,宜通过测量确认。

$$\log[\log(\nu_{\theta B,Y} + 0.7)] = A \cdot \log(\theta_{B,Y} + 273) + B \dots\dots\dots (30)$$

式中：
 A ——根据公式(18)确定；
 B ——根据公式(19)确定；
 $\theta_{B,Y}$ ——局部接触温度(见第 12 章)；
 ν_{40} ——润滑油在 40 ℃时的运动黏度；
 ν_{100} ——润滑油在 100 ℃时的运动黏度。

9.3.3 局部接触温度下的润滑油密度($\rho_{\theta B,Y}$)

如果局部接触温度下的润滑油密度($\rho_{\theta B,Y}$)无法获得,可根据 15 ℃时的润滑油密度进行近似计算,见公式(31)。

$$\rho_{\theta B,Y} = \rho_{15} \cdot \left[1 - 0.7 \cdot \frac{(\theta_{B,Y} + 273) - 288}{\rho_{15}} \right] \dots\dots\dots (31)$$

式中：

- ρ_{15} ——根据润滑油数据表(见 7.3.3)得到的润滑油在 15 ℃时的密度；
- $\theta_{B,Y}$ ——局部接触温度(见第 12 章)。

10 接触路径上的接触点 Y 的定义

接触点 Y 位于图 1 所示的接触路径上的 SAP(对于小齿轮主动:接触点 A,对于大齿轮主动:接触点 E)和 EAP(对于小齿轮主动:接触点 E,对于大齿轮主动:接触点 A)之间。它描述了小齿轮和大齿轮在某个啮合位置的 实际接触位置(g_Y)。

根据 5.3 中方法 B,用公式(32)~公式(38),应对以下接触点进行计算。

接触路径上的下界点, Y=A

$$g_Y = g_A = 0 \text{ mm} \dots\dots\dots (32)$$

A 和 B 之间的中间点, Y=AB

$$g_Y = g_{AB} = (g_a - p_{et})/2 \dots\dots\dots (33)$$

单对齿接触下界点, Y=B

$$g_Y = g_B = g_a - p_{et} \dots\dots\dots (34)$$

节点, Y=C

$$g_Y = g_C = \frac{d_{bl}}{2} \cdot \tan\alpha_{wt} - \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{4} - \frac{d_{bl}^2}{4}} + g_a \dots\dots\dots (35)$$

单对齿接触上界点, Y=D

$$g_Y = g_D = p_{et} \dots\dots\dots (36)$$

D 和 E 之间的中间点, Y=DE

$$g_Y = g_{DE} = (g_a - p_{et})/2 + p_{et} \dots\dots\dots (37)$$

接触路径上的上界点, Y=E

$$g_Y = g_E = g_a \dots\dots\dots (38)$$

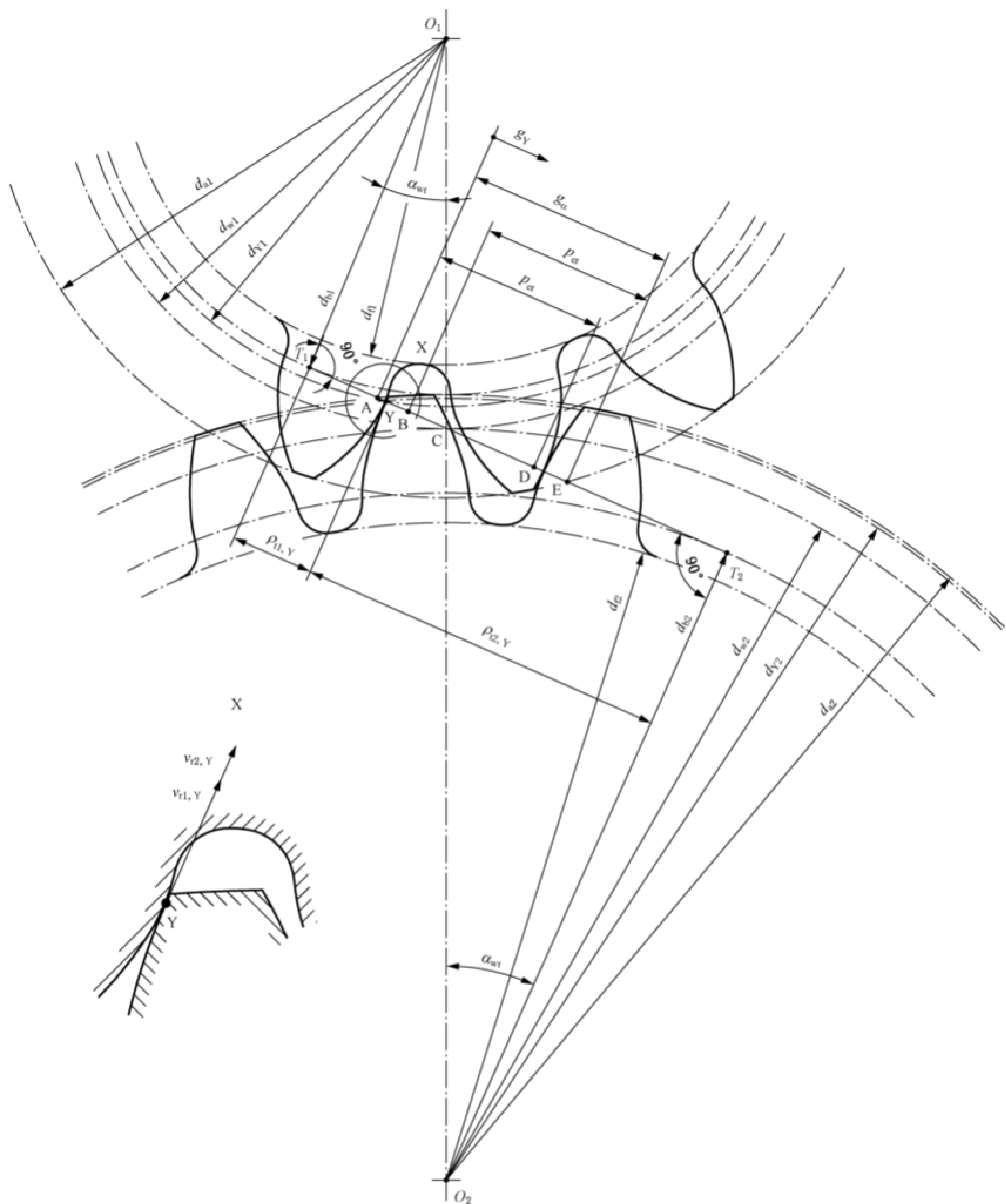


图 1 作用线上的接触点 Y 的定义

小齿轮的 Y 圆直径(d_{Y1})和大齿轮的 Y 圆直径(d_{Y2})取决于接触路径上的接触点 Y 的位置(g_Y),可根据公式(39)和公式(40)计算。

$$d_{Y1} = 2 \cdot \sqrt{\frac{d_{b1}^2}{4} + \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{4} - \frac{d_{b1}^2}{4}} - g_a + g_Y \right)^2} \dots\dots\dots (39)$$

$$d_{Y2}=2\cdot\sqrt{\frac{d_{b2}^2}{4}+\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{4}-\frac{d_{b2}^2}{4}}-g_Y\right)^2}\dots\dots\dots(40)$$

式中：
 d_{a1} ——小齿轮齿顶圆直径(见图 1)；
 d_{a2} ——大齿轮齿顶圆直径(见图 1)；
 d_{b1} ——小齿轮基圆直径(见图 1)；
 d_{b2} ——大齿轮基圆直径(见图 1)；
 g_Y ——接触线上的参数(见图 1)；
 g_a ——接触线长度(见图 1)。

端面相对曲率半径($\rho_{t,Y}$)可根据公式(41)和公式(42)确定。

$$\rho_{t,Y}=\frac{\rho_{t1,Y}\cdot\rho_{t2,Y}}{\rho_{t1,Y}+\rho_{t2,Y}}\dots\dots\dots(41)$$

$$\rho_{t1,2,Y}=\sqrt{\frac{d_{Y1,2}^2-d_{b1,2}^2}{4}}\dots\dots\dots(42)$$

式中：
 $\rho_{t1,2,Y}$ ——小齿轮/大齿轮在 Y 点的端面曲率半径(见图 1)；
 $d_{b1,2}$ ——小齿轮/大齿轮的基圆直径(见图 1)；
 $d_{Y1,2}$ ——小齿轮/大齿轮的 Y 圆直径(见上文和图 1)；

局部法向相对曲率半径($\rho_{n,Y}$)可根据公式(43)计算。

$$\rho_{n,Y}=\frac{\rho_{t,Y}}{\cos\beta_b}\dots\dots\dots(43)$$

式中：
 $\rho_{t,Y}$ ——端面相对曲率半径[见公式(41)]；
 β_b ——基圆螺旋角。

11 载荷分担系数(X_Y)

11.1 概述

载荷分担系数(X_Y),考虑了后续啮合齿对的载荷分担。载荷分担系数是关于接触路径上的线性参数(g_Y)的函数^[4][见公式(44)~公式(59)]。

由于不准确性,前一对啮合齿会造成理论载荷分担系数的瞬时增加或减少,且与后一对啮合齿的不准确性引起的瞬时增加或减少无关。 X_Y 的值不超过 1.0(对于圆柱齿轮),这意味着端面单齿完全接触。端面单齿接触区可通过动态载荷的不规则变化位置来扩展。

载荷分担系数(X_Y),取决于齿轮传动的类型和齿廓修形。在无齿廓修行的斜齿支撑的情况下,载荷分担系数与支撑系数($X_{\text{bnt},Y}$)相结合^[4]。

11.2 无齿廓修形的直齿轮

无齿廓修形的直齿轮的载荷分担系数通常认为是一个不连续的梯形(见图 2)。然而,由于制造上的不准确性,在每个双齿接触路径上,鼓形齿廓载荷分担系数会增加,而对于其他齿廓则会减少。有代表性的载荷分担系数是一条可能的包络曲线(见图 3)。

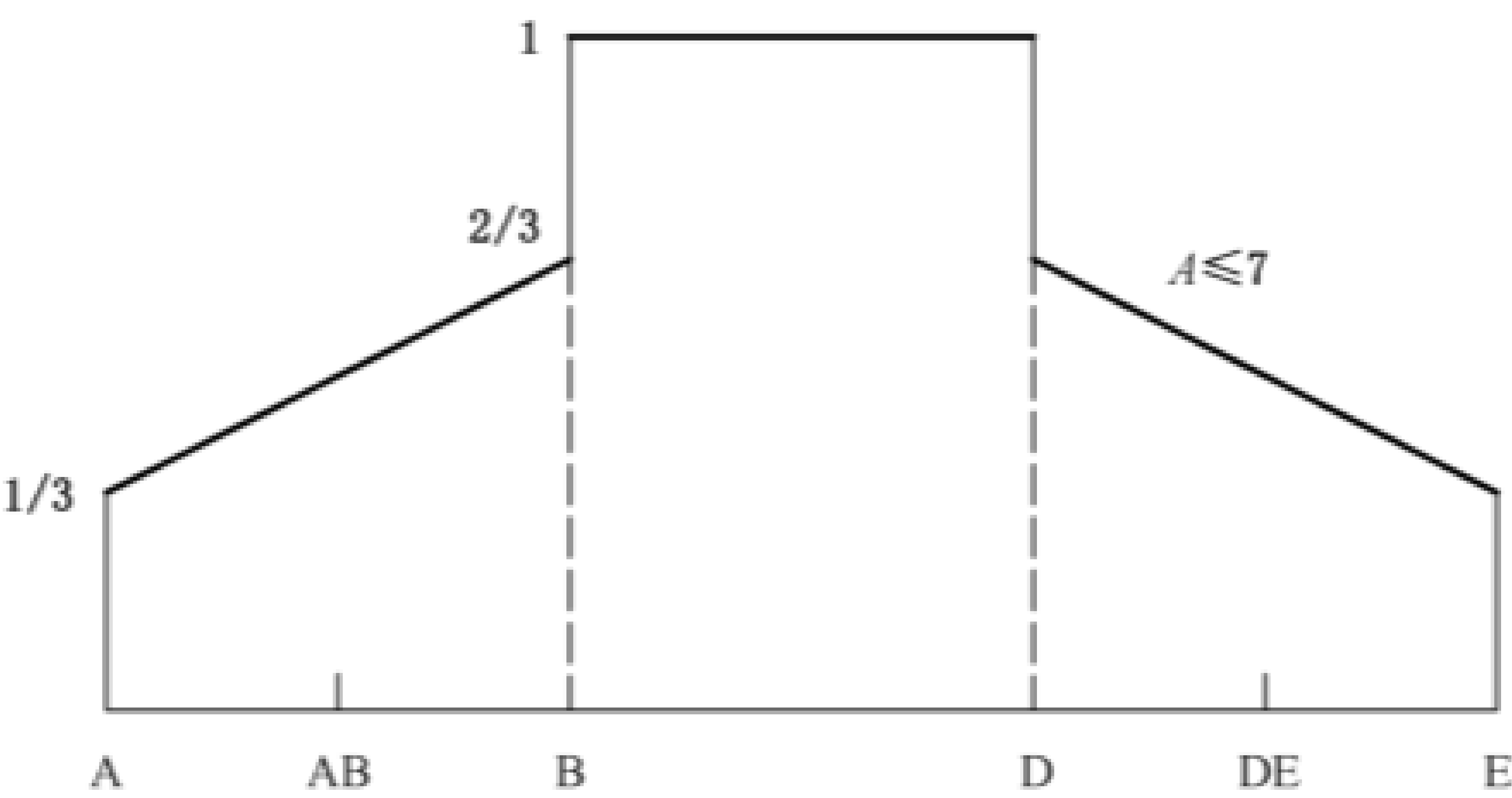


图 2 无齿廓修形且公差等级 $A \leq 7$ 的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数

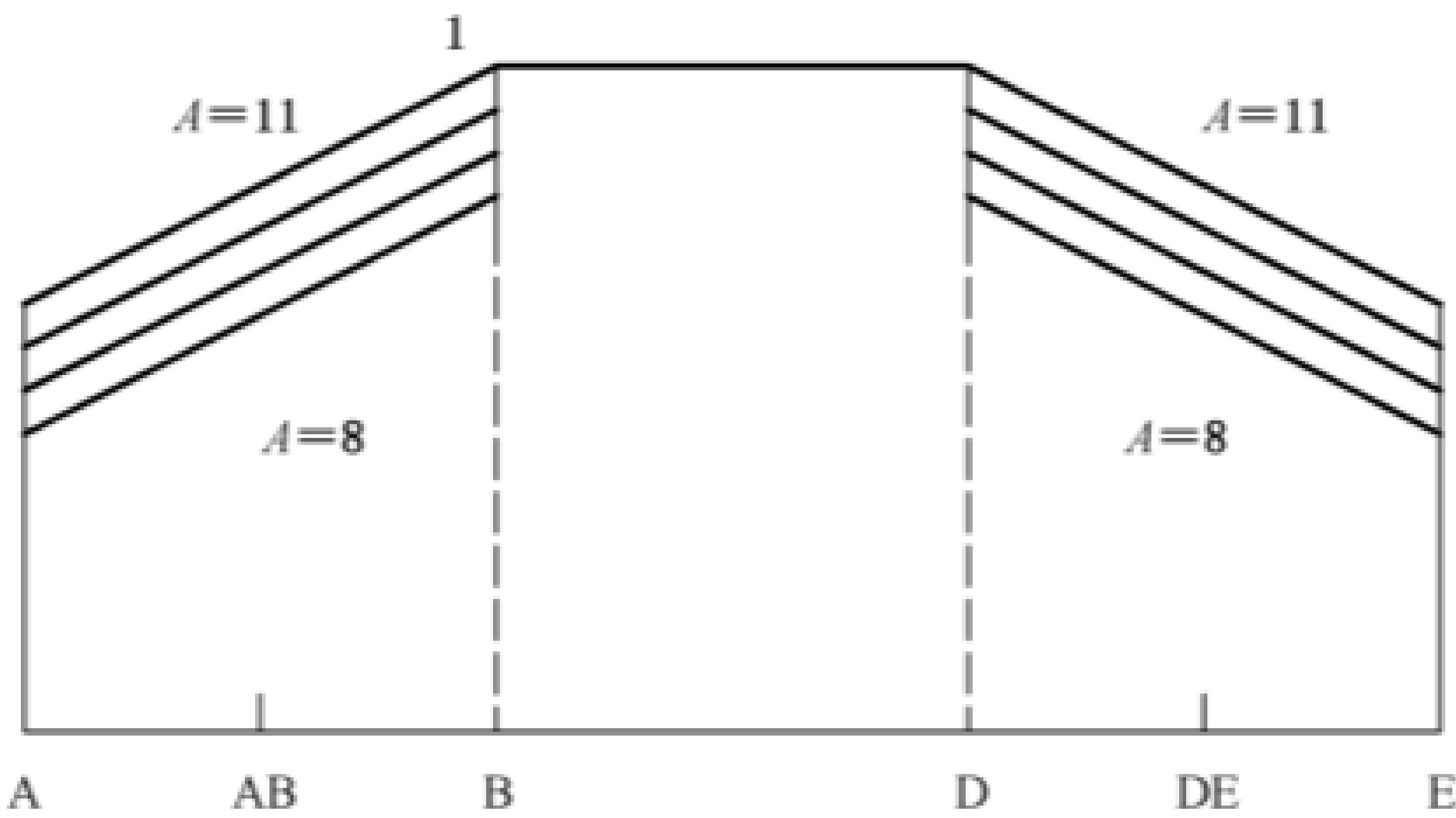


图 3 无齿廓修形且公差等级 $A \geq 8$ 的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y < g_B$ 时：

$$X_Y = \frac{A - 2}{15} + \frac{1}{3} \cdot \frac{g_Y}{g_B} \dots\dots\dots (44)$$

当 $g_B \leq g_Y \leq g_D$ 时：

$$X_Y = 1,0 \dots\dots\dots (45)$$

当 $g_D < g_Y \leq g_E$ 时：

$$X_Y = \frac{A - 2}{15} + \frac{1}{3} \cdot \frac{g_\alpha - g_Y}{g_\alpha - g_D} \dots\dots\dots (46)$$

式中：
公差等级小于或等于 7 时， A 取 7；
公差等级大于或等于 8 时， A 取实际值。

11.3 有齿廓修形的直齿轮

小齿轮和大齿轮适当的齿廓修形的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数，见图 4。

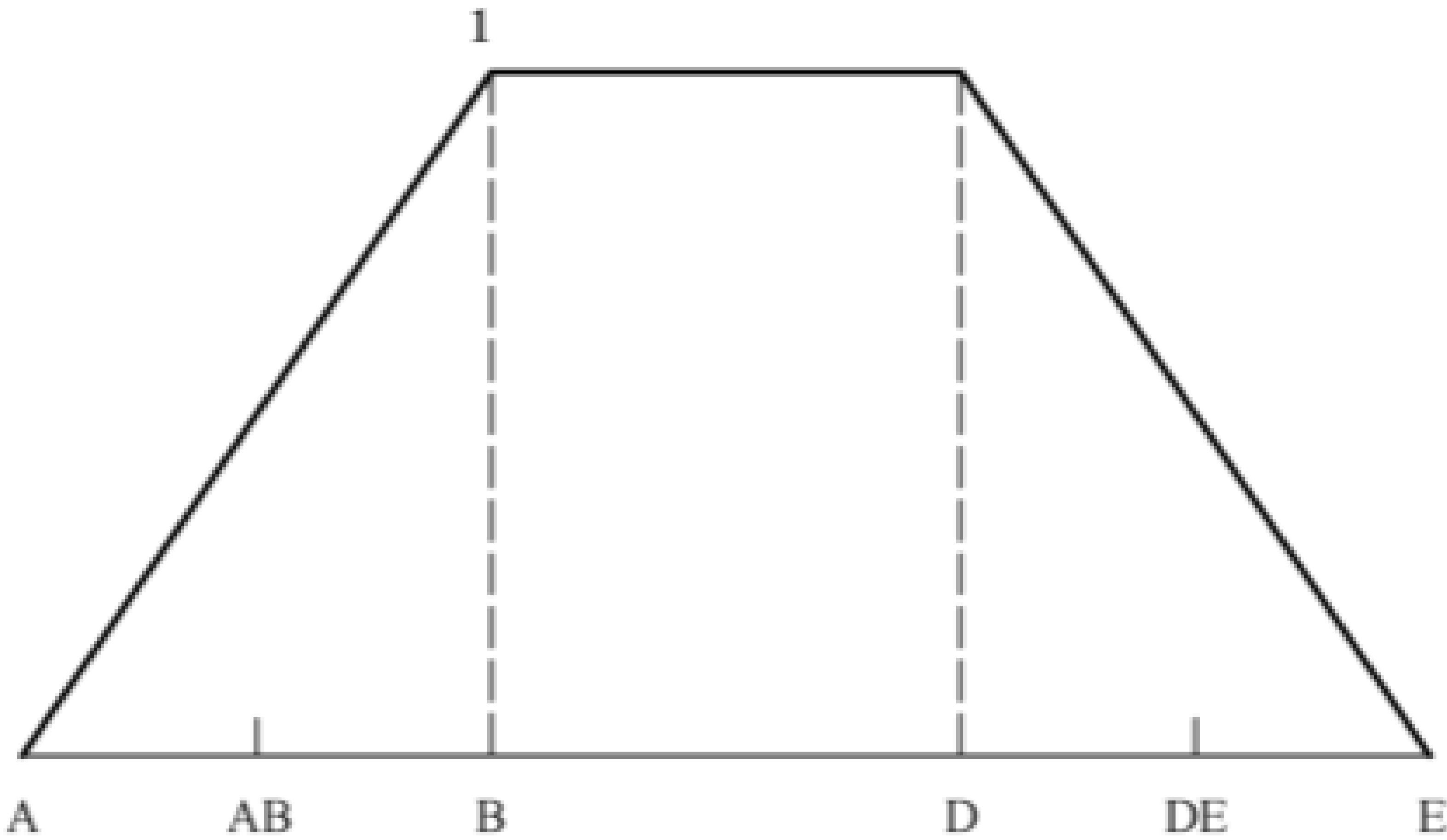


图 4 有适当齿廓修形的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y \leq g_B$ 时:

$$X_Y = \frac{g_Y}{g_B}$$

.....(47)

当 $g_B < g_Y < g_D$ 时:

$$X_Y = 1.0$$

.....(48)

当 $g_D \leq g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_Y = \frac{g_a - g_Y}{g_a - g_D}$$

.....(49)

大齿轮的齿顶高和/或小齿轮的齿根有适当的齿廓修形的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数,见图 5。

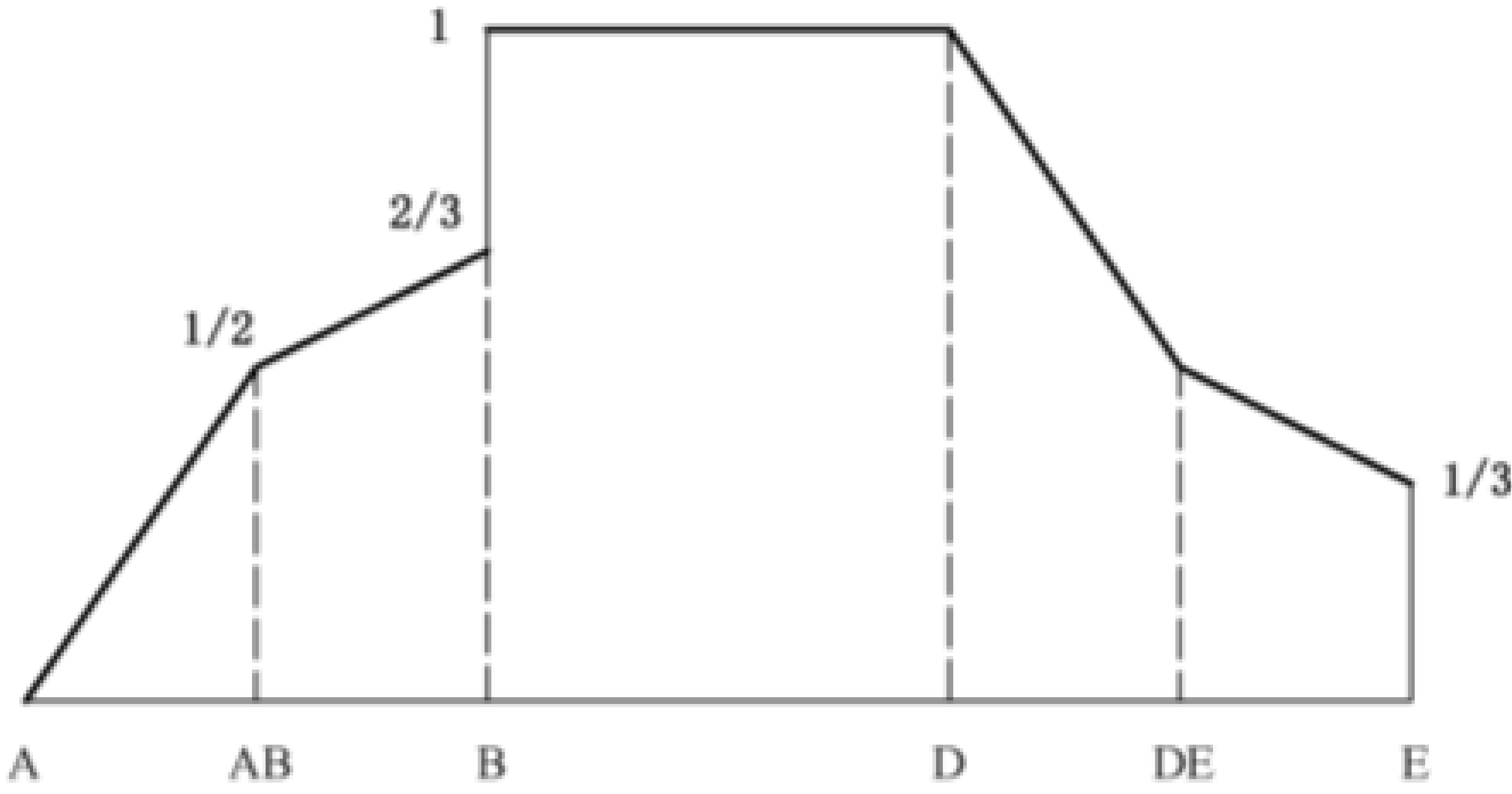


图 5 大齿轮齿顶和/或小齿轮齿根有适当齿廓修形的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y \leq g_{AB}$ 时:

$$X_Y = \frac{g_Y}{g_B}$$

.....(50)

当 $g_{AB} < g_Y < g_B$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \cdot \frac{g_Y}{g_B}$$

.....(51)

当 $g_B \leq g_Y < g_D$ 时:

$$X_Y = 1.0$$

.....(52)

当 $g_D \leq g_Y \leq g_{DE}$ 时:

$$X_Y = \frac{g_a - g_Y}{g_a - g_D}$$

.....(53)

当 $g_{DE} < g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \cdot \frac{g_a - g_Y}{g_a - g_D}$$

.....(54)

小齿轮的齿顶高和/或大齿轮的齿根有适当齿廓修形的直齿圆柱齿轮的载荷分担系数,见图 6。

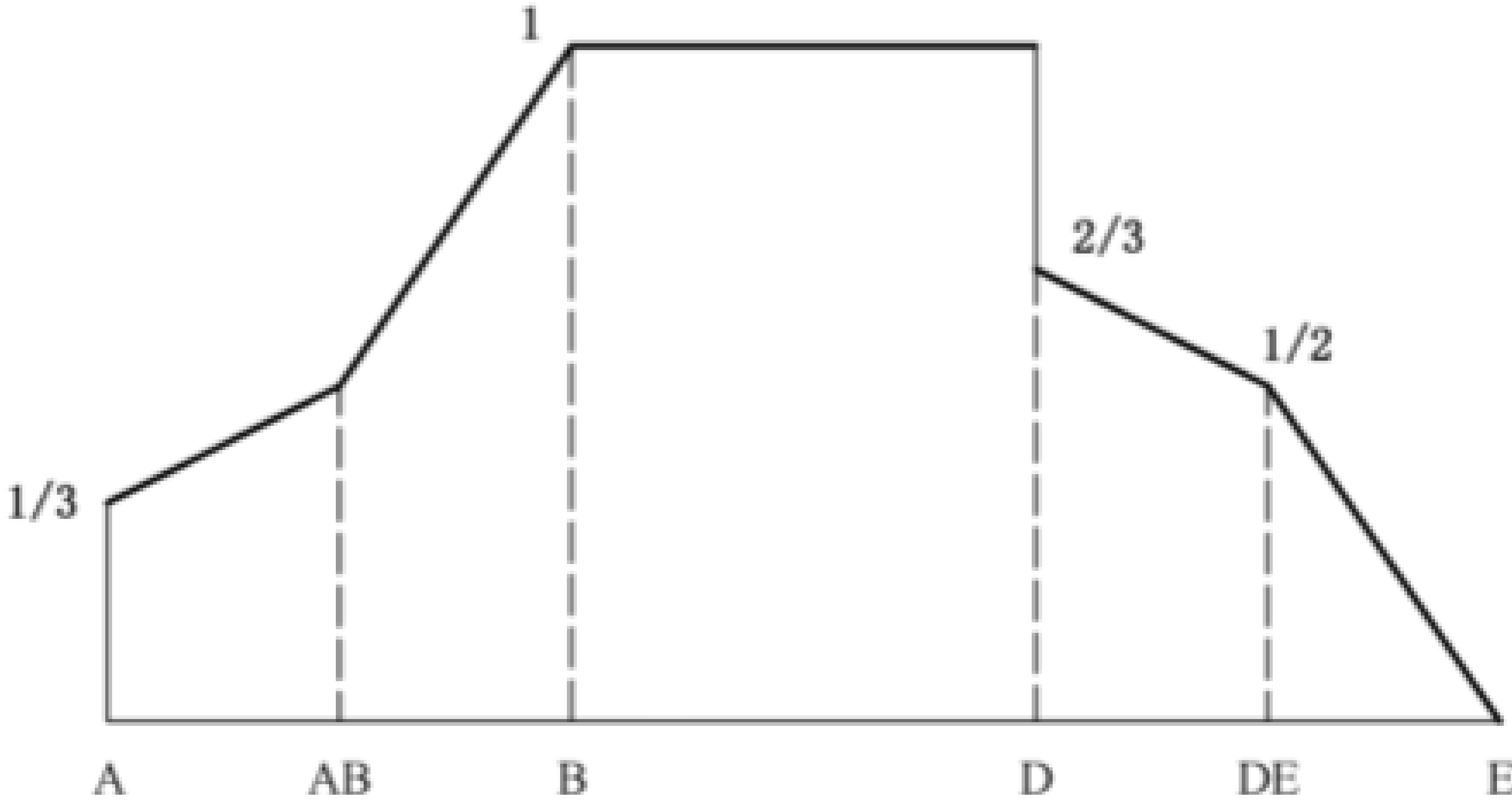


图 6 小齿轮齿顶和/或大齿轮齿根有适当齿廓修形的直齿圆柱轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y \leq g_{AB}$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \cdot \frac{g_Y}{g_B} \dots\dots\dots (55)$$

当 $g_{AB} < g_Y \leq g_B$ 时:

$$X_Y = \frac{g_Y}{g_B} \dots\dots\dots (56)$$

当 $g_B < g_Y \leq g_D$ 时:

$$X_Y = 1.0 \dots\dots\dots (57)$$

当 $g_D < g_Y \leq g_{DE}$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \cdot \frac{g_a - g_Y}{g_a - g_D} \dots\dots\dots (58)$$

当 $g_{DE} < g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_Y = \frac{g_a - g_Y}{g_a - g_D} \dots\dots\dots (59)$$

11.4 局部支撑系数($X_{but,Y}$)

由于接触线倾斜,斜齿轮在接触路径的端点 A 和 E 附近可产生支撑效应。这适用于没有齿廓修形的圆柱斜齿轮。

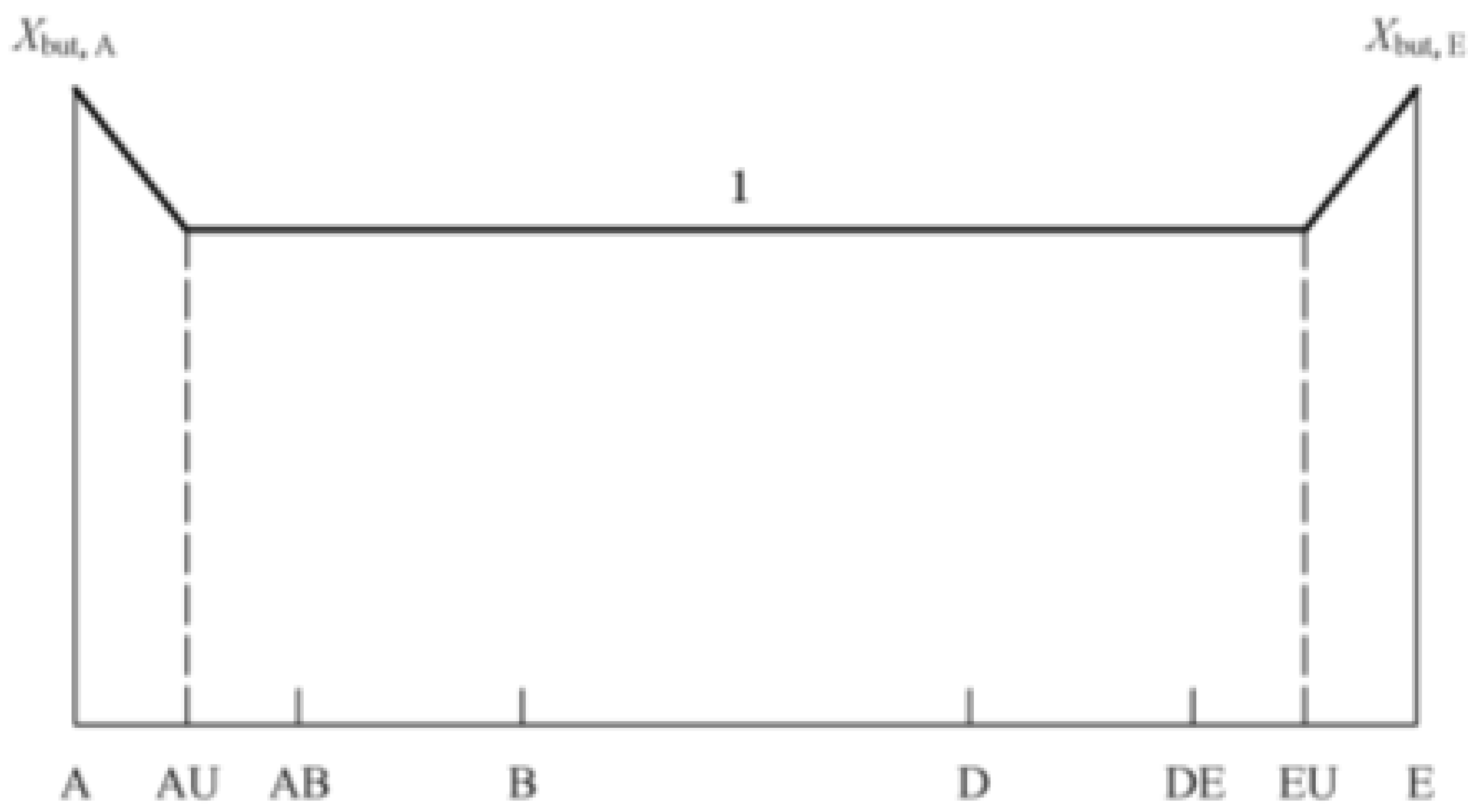


图 7 局部支撑系数($X_{but,Y}$)

支撑效应通过系数 $X_{but,Y}$ 表示(见图 7),由以下标记在公式(60)~公式(66)的数值表示。

$$g_{AU} - g_A = g_E - g_{EU} = C \cdot \sin\beta_b \dots\dots\dots (60)$$

式中:

$$g_A = 0 \text{ mm};$$

$$g_E = g_a \text{ (见图 1)}。$$

如果 $\epsilon_\beta \geq 1.0$:

$$X_{but,A} = X_{but,E} = 1.3 \dots\dots\dots (61)$$

如果 $\epsilon_\beta < 1.0$:

$$X_{but,A} = X_{but,E} = 1 + 0.3 \cdot \epsilon_\beta \dots\dots\dots (62)$$

$$X_{but,AU} = X_{but,EU} = 1.0 \dots\dots\dots (63)$$

当 $g_A \leq g_Y < g_{AU}$ 时:

$$X_{but,Y} = X_{but,A} - \frac{g_Y}{C \cdot \sin\beta_b} \cdot (X_{but,A} - 1) \dots\dots\dots (64)$$

当 $g_{AU} \leq g_Y \leq g_{EU}$ 时:

$$X_{but,Y} = 1.0 \dots\dots\dots (65)$$

当 $g_{EU} < g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_{\text{but},Y} = X_{\text{but},E} - \frac{g_a - g_Y}{C \cdot \sin\beta_b} \cdot (X_{\text{but},E} - 1) \dots\dots\dots (66)$$

式中：
 $C=0.2\text{ mm}$ ；
 ϵ_β ——轴向重合度。

11.5 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 且无齿廓修形的斜齿轮

端面重合度 $\epsilon_a \geq 1$ 和轴向重合度 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 的斜齿轮,单对齿接触条件较差。因此,考虑到端面内的几何形状以及支撑效应,它们可近似处理为直齿轮(见图 8)。

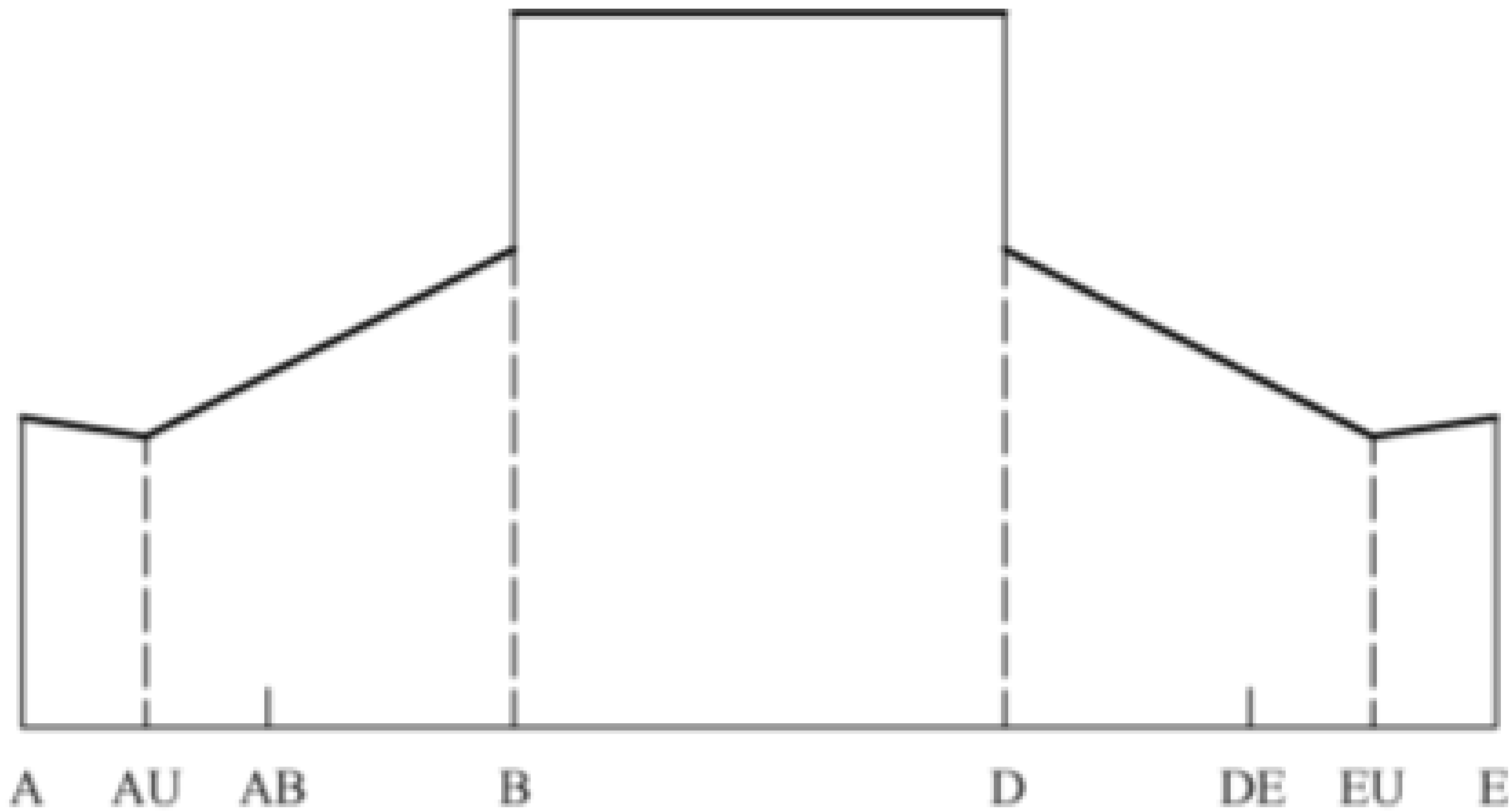


图 8 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 且无齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数(包括支撑效应)

载荷分担系数通过 11.2 中的载荷分担系数(X_Y)和 11.4 中的支撑系数($X_{\text{but},Y}$)相乘得到。

11.6 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 且有齿廓修形的斜齿轮

端面重合度 $\epsilon_a \geq 1$ 和轴向重合度 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 的斜齿轮,单对齿接触条件较差。因此,考虑到端面内的几何形状,它们可近似处理为直齿轮(见图 9~图 11)。

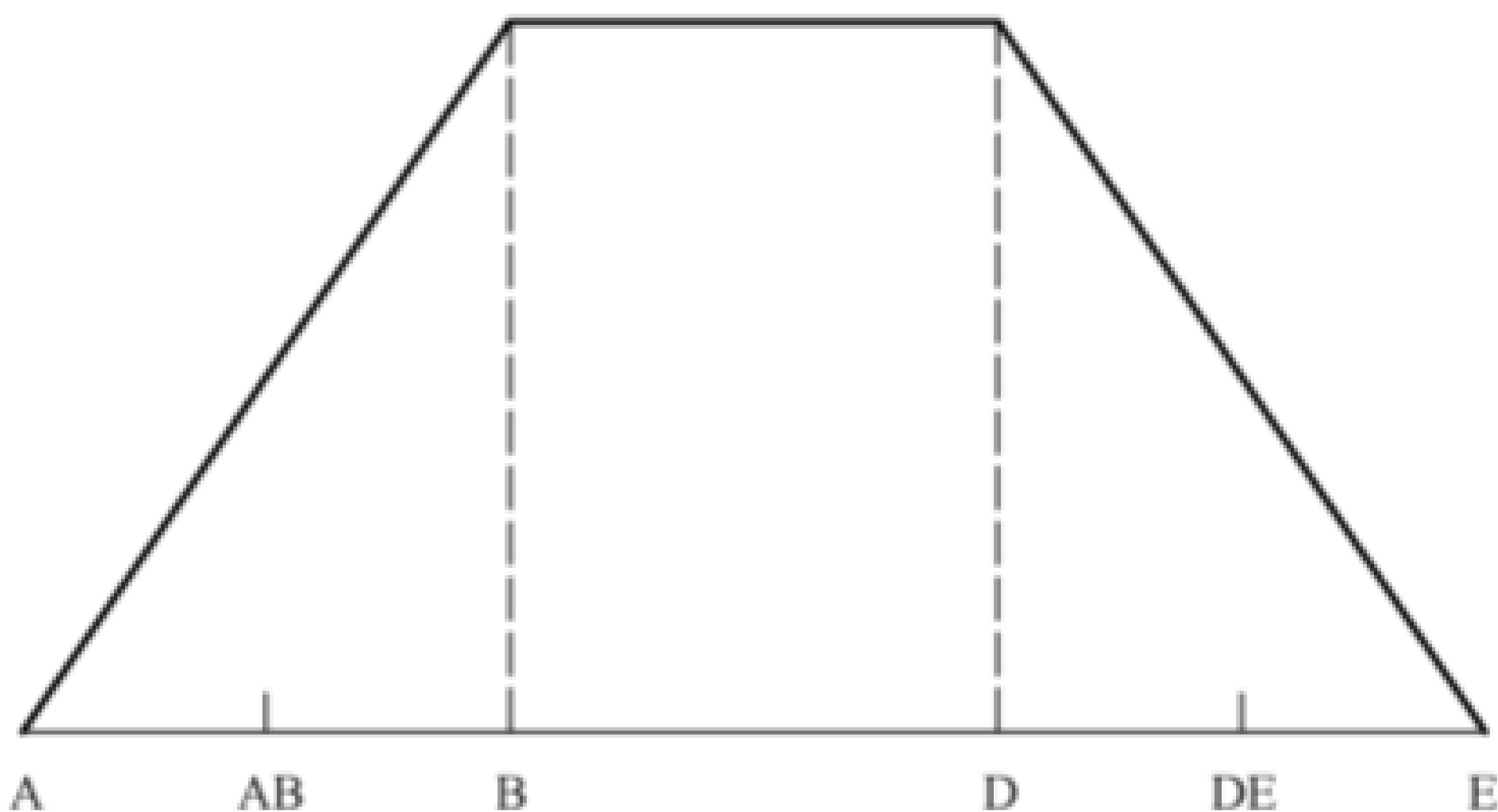


图 9 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 且有适当齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

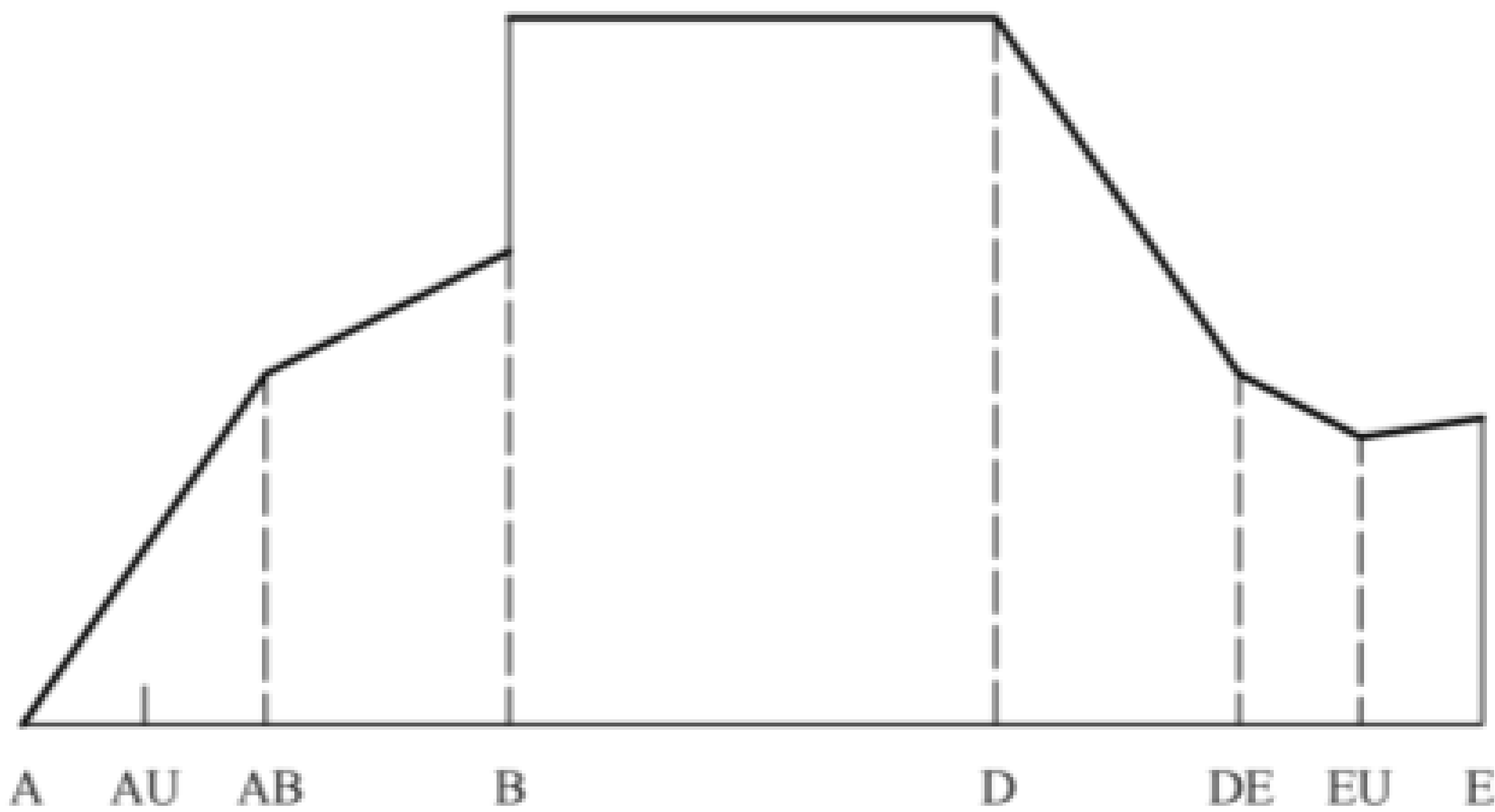


图 10 $\epsilon_\beta \leq 0.8$ 且大齿轮齿顶和/或小齿轮齿根有适当齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

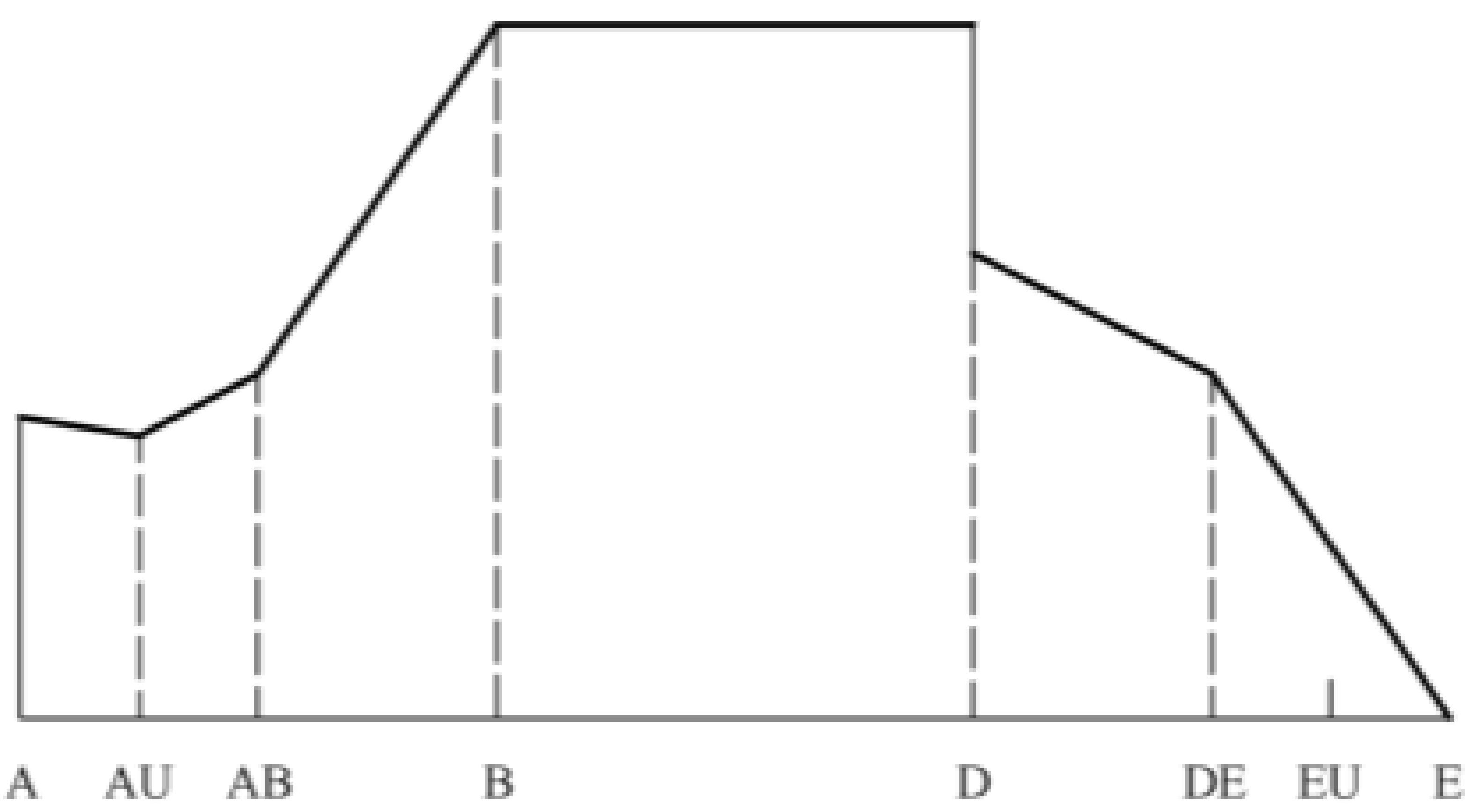


图 11 $\epsilon_{\beta} \leq 0.8$ 且小齿轮齿顶和/或大齿轮齿根有适当齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

载荷分担系数是由 11.3 中的 X_Y 与 11.4 中的支撑系数($X_{\text{but},Y}$)相乘而得。

11.7 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 且无齿廓修形的斜齿轮

对于 $\epsilon_{\alpha} \geq 1$ 和 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 的斜齿轮,假设斜接触线末端的局部具有高啮合刚度的支撑效应,沿斜齿靠近 A 和 E 点作用线上的恒定长度,对应于端面相对距离 $0.2 \text{ mm} \times \sin\beta_b$ (见图 12;也见 11.3 和图 7)。

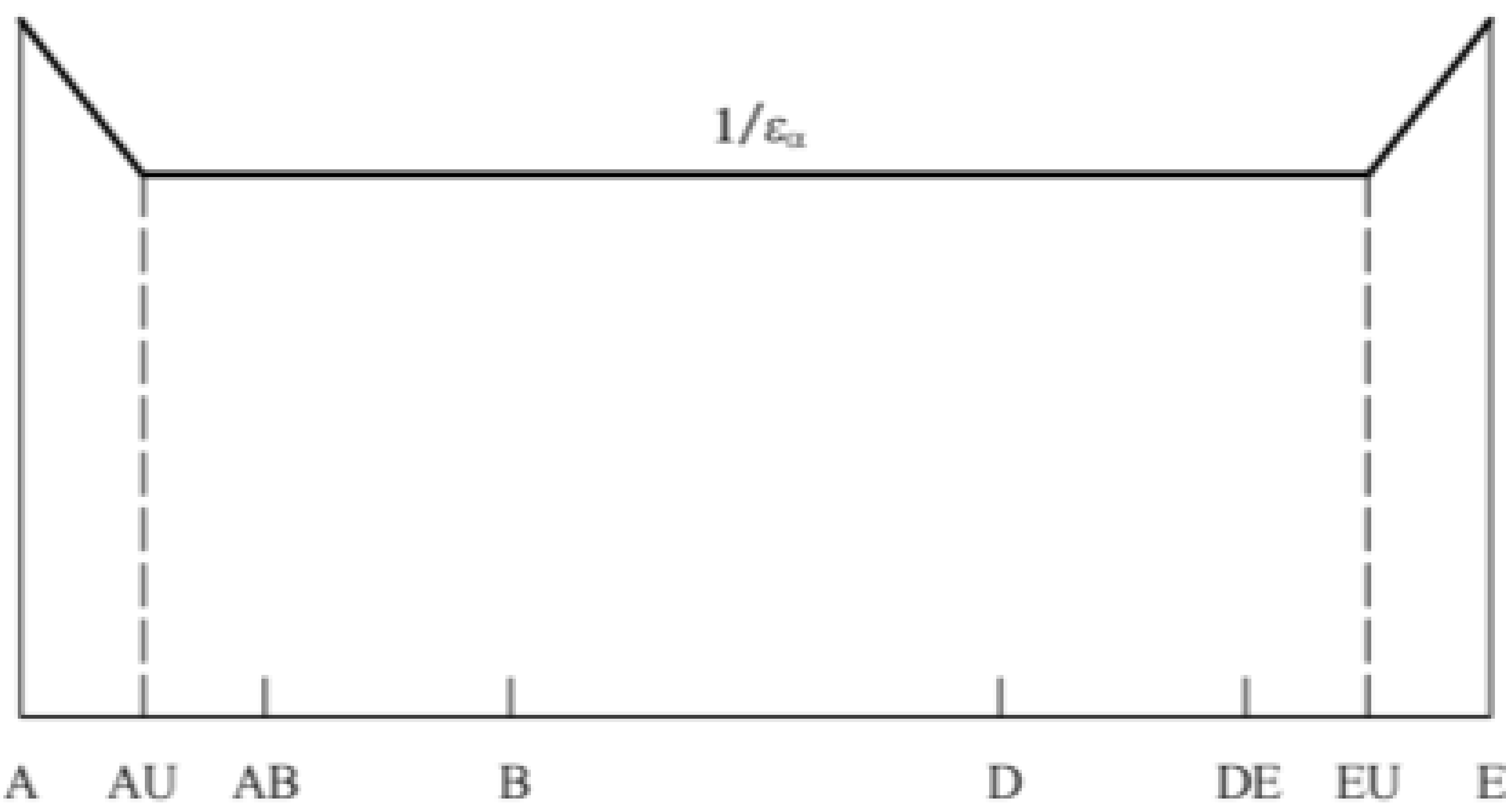


图 12 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 且无齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

如公式(67)所示,载荷分担系数通过将代表平均载荷的数值 $1/\epsilon_{\alpha}$ 与支撑系数($X_{\text{but},Y}$)相乘得到。

$$X_Y = \frac{1}{\epsilon_{\alpha}} \cdot X_{\text{but},Y}$$

.....(67)

式中：
 ϵ_{α} ——端面重合度。

11.8 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 且有齿廓修形的斜齿轮

小齿轮(大齿轮)齿顶修缘在 DE-E(分别是 A-AB)范围内会降低 X_Y ,而在 AB-DE 范围内会升高 X_Y [见图 13~图 15 和公式(68)~公式(76)]。假定接触路径两端 A-AB 和 DE-E 的齿顶修缘的延伸量相等,并导致空载齿轮的重合度 $\epsilon_{\alpha} = 1$ (见图 13)。

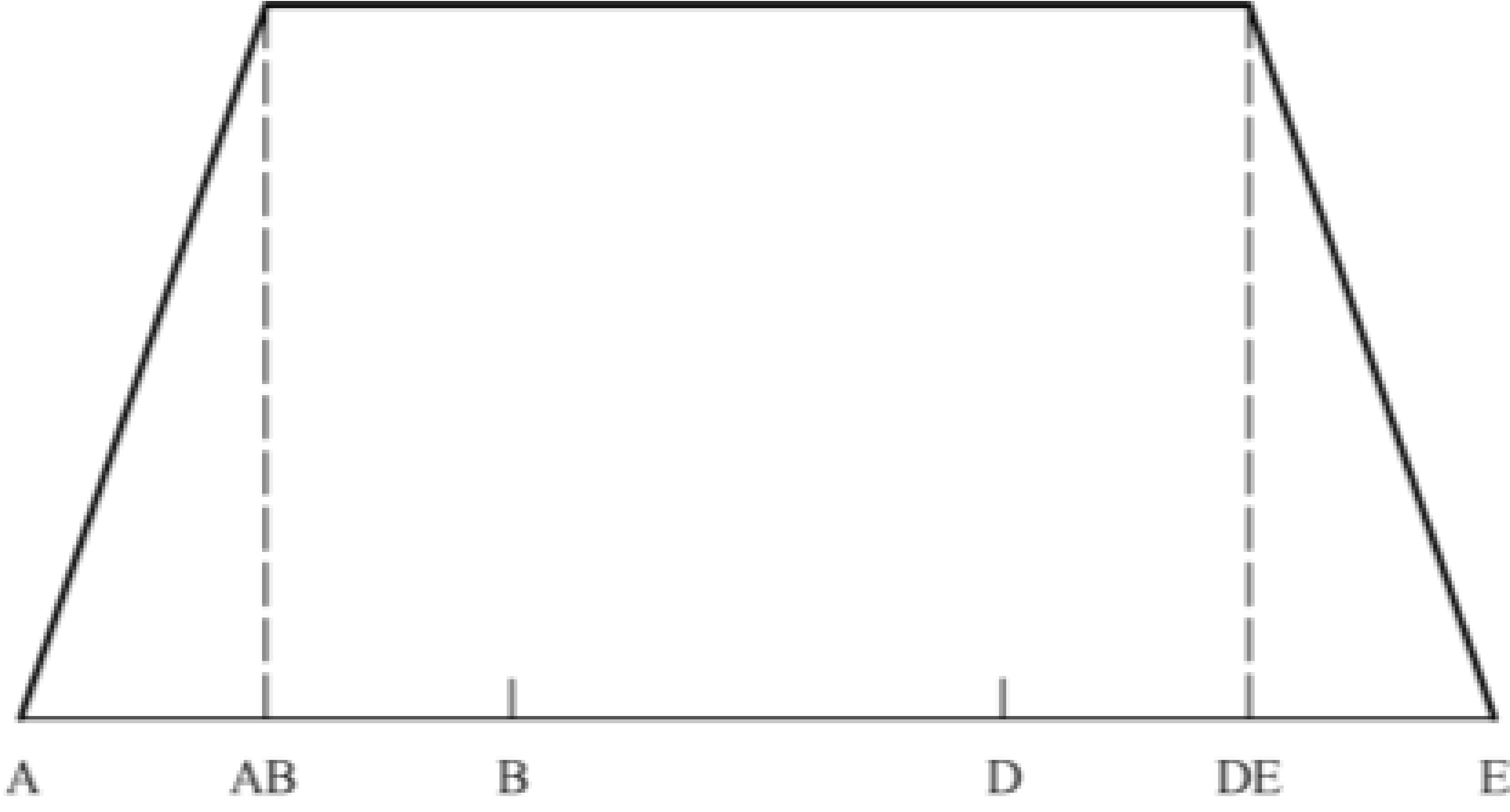


图 13 $\epsilon_{\beta} \geq 1.2$ 且有适当齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y < g_{AB}$ 时:

$$X_Y = \left[\frac{1}{\epsilon_\alpha} + \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{\epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \right] \cdot \frac{g_Y}{g_{AB}} \dots\dots\dots (68)$$

当 $g_{AB} < g_Y \leq g_{DE}$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{\epsilon_\alpha} + \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{\epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \dots\dots\dots (69)$$

当 $g_{DE} < g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_Y = \left[\frac{1}{\epsilon_\alpha} \cdot \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{\epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \right] \cdot \frac{g_\alpha - g_Y}{g_\alpha - g_{DE}} \dots\dots\dots (70)$$

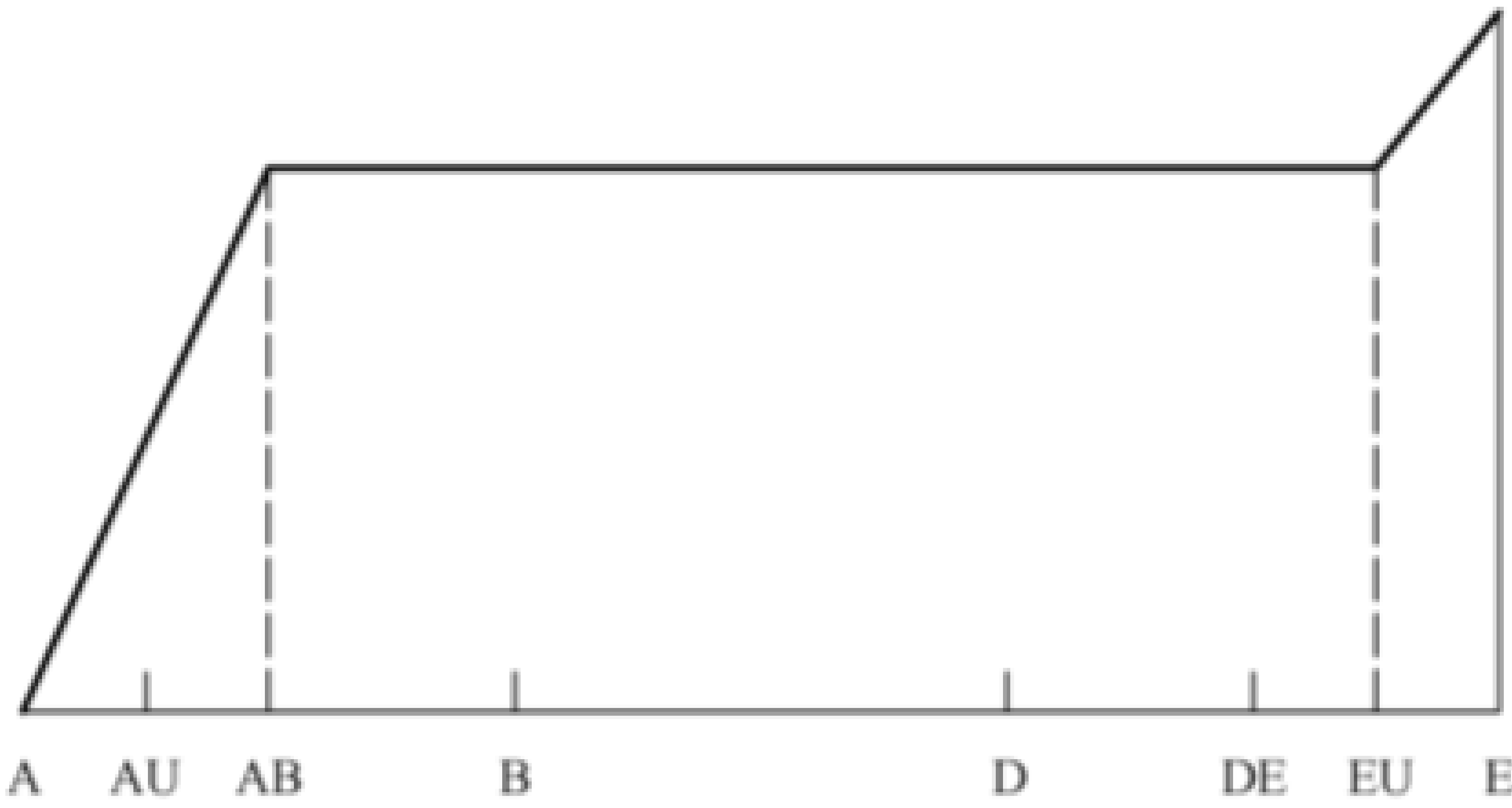


图 14 $\epsilon_\beta \geq 1.2$ 且大齿轮齿顶和/或小齿轮齿根有适当齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y \leq g_{AB}$ 时:

$$X_Y = \left[\frac{1}{\epsilon_\alpha} + \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \right] \cdot \frac{g_Y}{g_{AB}} \dots\dots\dots (71)$$

当 $g_{AB} < g_Y \leq g_{EU}$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{\epsilon_\alpha} + \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \dots\dots\dots (72)$$

当 $g_{EU} < g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_Y = \left[\frac{1}{\epsilon_\alpha} \cdot \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \right] \cdot X_{\text{but},Y} \dots\dots\dots (73)$$

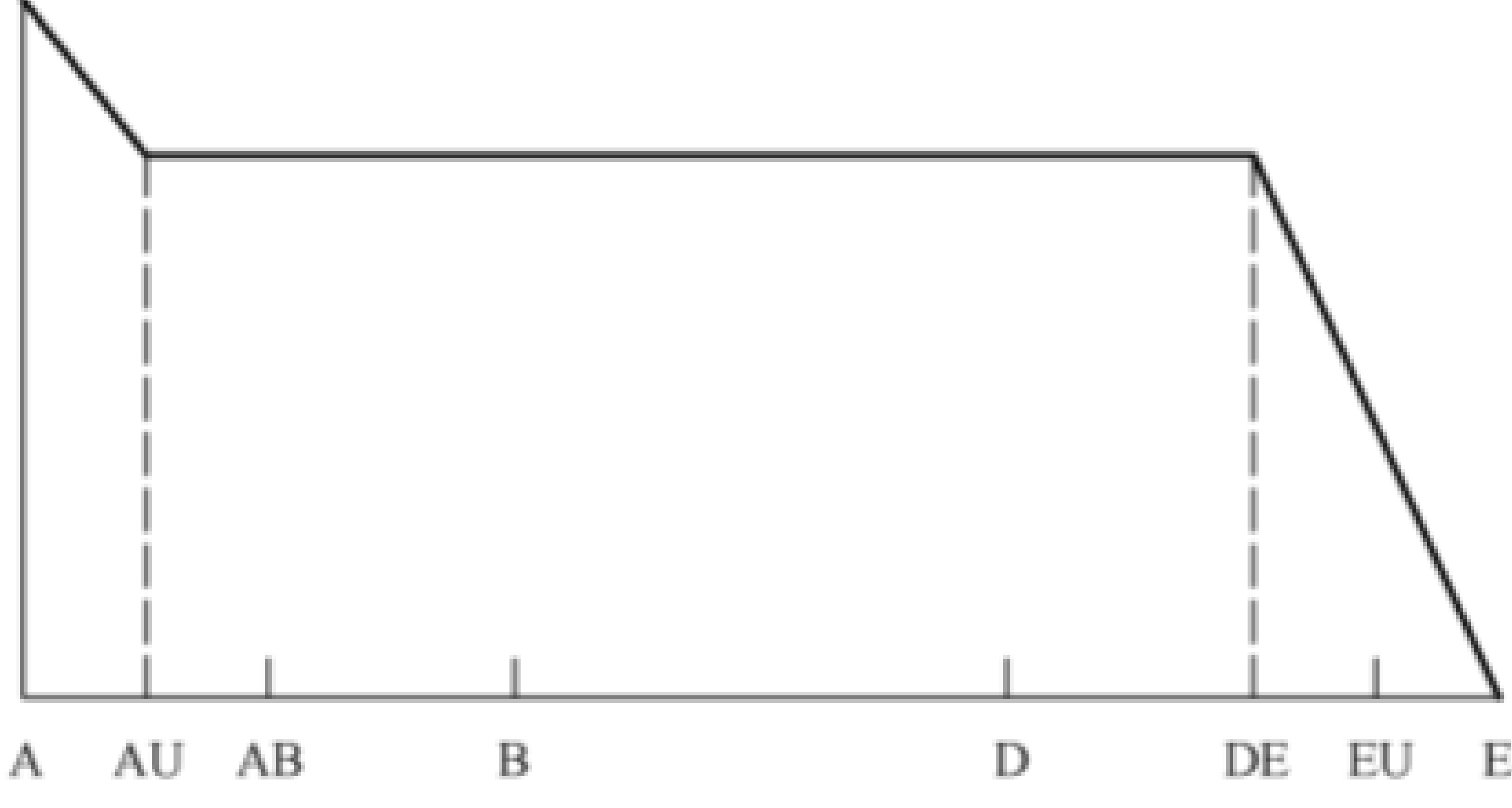


图 15 $\epsilon_\beta \geq 1.2$ 且小齿轮齿顶和/或大齿轮齿根有适当齿廓修形的斜齿圆柱齿轮的载荷分担系数

当 $g_A \leq g_Y \leq g_{AU}$ 时:

$$X_Y = \left[\frac{1}{\epsilon_\alpha} \cdot \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \right] \cdot X_{\text{but},Y} \dots\dots\dots (74)$$

当 $g_{AU} < g_Y \leq g_{DE}$ 时:

$$X_Y = \frac{1}{\epsilon_\alpha} + \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \dots\dots\dots (75)$$

当 $g_{DE} < g_Y \leq g_E$ 时:

$$X_Y = \left[\frac{1}{\epsilon_\alpha} \cdot \frac{(\epsilon_\alpha - 1)}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot (\epsilon_\alpha + 1)} \right] \cdot \frac{g_\alpha - g_Y}{g_\alpha - g_{DE}} \dots\dots\dots (76)$$

11.9 $0.8 < \epsilon_\beta < 1.2$ 的斜齿轮

由于齿轮不是无限刚性的,重合度随着载荷而变化。为了考虑到这一点,对于计算重合度在 $0.8 < \epsilon_\beta < 1.2$ 范围的斜齿轮,应在 $\epsilon_\beta = 0.8$ (未进行齿廓修形的见 11.5,经过齿廓修形的见 11.6)的载荷分担系数 $X_Y(\epsilon_\beta = 0.8)$ 和 $\epsilon_\beta = 1.2$ (未进行齿廓修形的见 11.7,经过齿廓修形的见 11.8)的载荷分担系数 X_Y 之间进行线性插值。对于 $0.8 < \epsilon_\beta < 1.2$ 的斜齿轮, X_Y 用公式(77)计算。

$$X_Y(\epsilon_\beta) = X_Y(\epsilon_\beta = 0.8) \cdot \frac{1.2 - \epsilon_\beta}{0.4} + X_Y(\epsilon_\beta = 1.2) \cdot \frac{\epsilon_\beta - 0.8}{0.4} \dots\dots\dots (77)$$

12 局部接触温度($\theta_{B,Y}$)

局部接触温度($\theta_{B,Y}$)为本体温度(θ_M)和局部闪温($\theta_{fl,Y}$)之和(见 ISO/TS 6336-20 和 ISO/TS 6336-21),由公式(78)计算。由于齿面啮合时存在摩擦,局部闪温($\theta_{fl,Y}$)沿接触路径发生变化。因此,应在接触区域的每一个期望点 Y 上确定局部闪温($\theta_{fl,Y}$)。简化起见,假定本体温度(θ_M)为常数。

$$\theta_{B,Y} = \theta_M + \theta_{fl,Y} \dots\dots\dots (78)$$

式中:

- $\theta_{fl,Y}$ ——局部闪温(见第 13 章);
- θ_M ——本体温度(见第 14 章)。

13 局部闪温($\theta_{fl,Y}$)

在接触过程中,齿轮齿廓的局部闪温($\theta_{fl,Y}$)迅速波动。由于每一个啮合位置的滚滑条件不同,因此局部接触载荷沿着接触路径发生变化。这些条件会导致局部闪温连续变化,可根据 Blok^[13]公式(79)~公式(82)计算。

$$\theta_{fl,Y} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{\mu_m \cdot p_{dyn,Y} \cdot 10^6 \cdot |v_{g,Y}|}{B_{M1} \cdot \sqrt{v_{r1,Y}} + B_{M2} \cdot \sqrt{v_{r2,Y}}} \cdot \sqrt{8 \cdot \rho_{n,Y} \cdot \frac{p_{dyn,Y}}{1\,000 \cdot E_r}} \dots\dots\dots (79)$$

$$v_{g,Y} = v_{r1,Y} - v_{r2,Y} \dots\dots\dots (80)$$

$$B_{M1} = \sqrt{\rho_{M1} \cdot c_{M1} \cdot \lambda_{M1}} \dots\dots\dots (81)$$

$$B_{M2} = \sqrt{\rho_{M2} \cdot c_{M2} \cdot \lambda_{M2}} \dots\dots\dots (82)$$

式中:

- $v_{g,Y}$ ——局部滑动速度;
- B_{M1} ——小齿轮的热接触系数(见表 3);
- B_{M2} ——大齿轮的热接触系数(见表 3);
- μ_m ——平均摩擦系数(见 14.2);
- $p_{dyn,Y}$ ——局部赫兹接触应力(见 8.2 和 8.3);
- $v_{r1,Y}$ ——小齿轮上的局部切向速度(见 7.2);
- $v_{r2,Y}$ ——大齿轮上的局部切向速度(见 7.2);
- $\rho_{n,Y}$ ——局部法向相对曲率半径(见第 10 章);
- E_r ——复合弹性模量(见 6.2)。

表 3 钢的材料特性

材料	密度 ρ_M kg/m ³	比热容 c_M J/(kg·K)	比热导率 λ_M W/(m·K)
钢	7 800	440	45

14 本体温度(θ_M)

14.1 概述

本体温度(θ_M)是轮齿表面在进入接触区之前的平衡温度。宜通过测量或用适当的方法计算本体温度(θ_M)。如果无法测量或计算, θ_M 可根据公式(83)和公式(84)进行近似计算(见参考文献[9])。

$$\theta_M = \theta_{oil} + 7\,400 \cdot \left(\frac{P \cdot \mu_m \cdot H_v}{a \cdot b} \right)^{0.72} \cdot \frac{X_s}{1.2 \cdot X_{Ca}} \dots\dots\dots (83)$$

$$P = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot \frac{T_1}{1\,000} \dots\dots\dots (84)$$

式中:

- P —— 传动功率;
- a —— 中心距离;
- b —— 齿宽;
- θ_{oil} —— 润滑油入口或油底壳温度;
- θ_m —— 平均摩擦系数(见 14.2);
- H_v —— 载荷损失系数(见 14.3);
- X_{Ca} —— 齿顶修缘系数(见 14.4);
- X_s —— 润滑系数(见 14.5);
- n_1 —— 小齿轮的转速;
- T_1 —— 小齿轮的额定扭矩。

注: 如果计算的节线速度超过 80 m/s, 请参考范围。

14.2 平均摩擦系数(μ_m)

平均摩擦系数(μ_m)取决于齿轮的几何形状、表面粗糙度、切向速度、切向载荷和润滑油的动力黏度。它可通过公式(85)和公式(86)来近似计算。

$$\mu_m = 0.045 \cdot \left(\frac{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot F_{bt} \cdot K_{By}}{b \cdot v_{\Sigma,C} \cdot \rho_{n,c}} \right)^{0.2} \cdot (10^3 \cdot \eta_{\theta oil})^{-0.05} \cdot X_R \cdot X_L \dots\dots\dots (85)$$

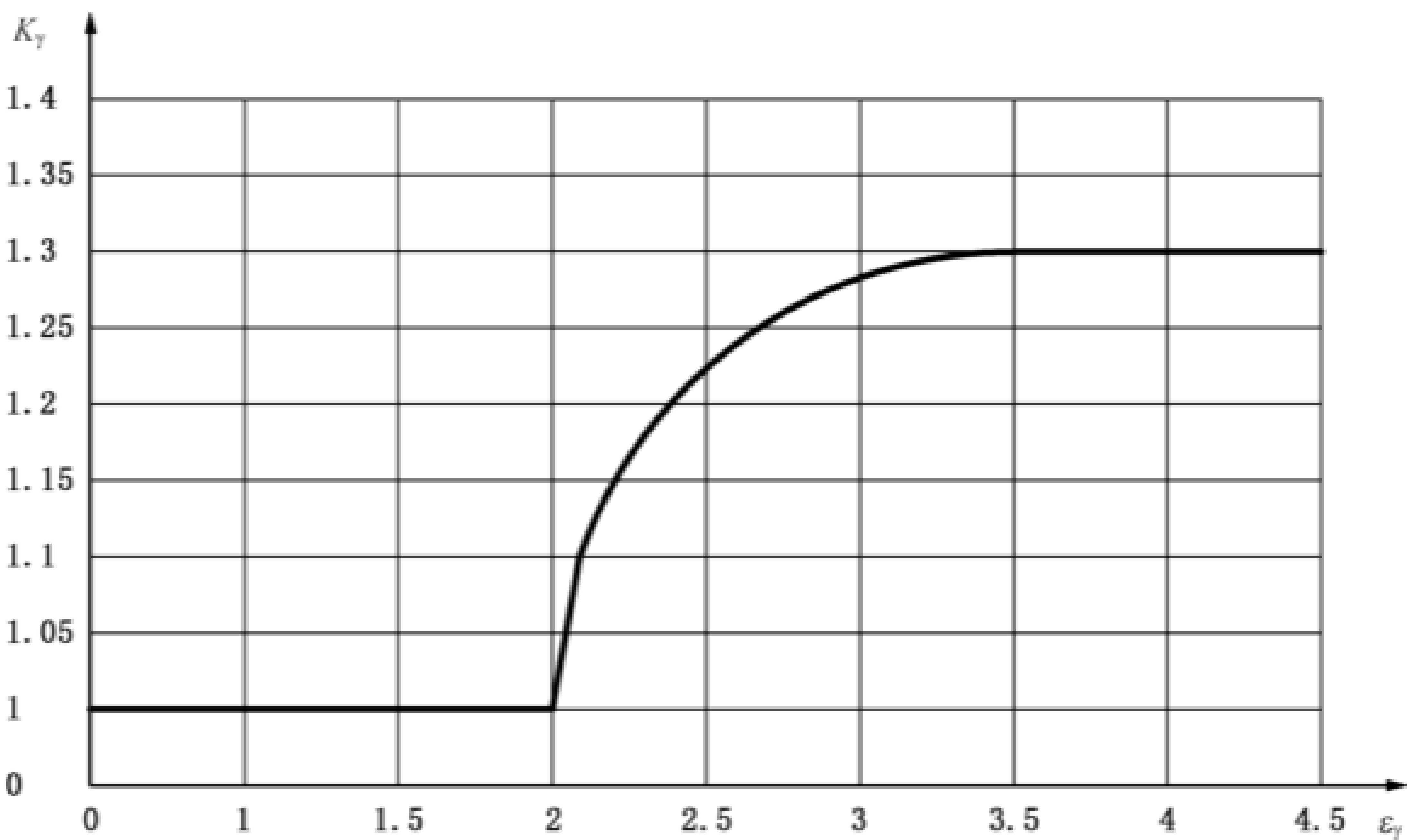
$$X_R = 2.2 \cdot \left(\frac{Ra}{\rho_{n,c}} \right)^{0.25} \dots\dots\dots (86)$$

式中:

- X_R —— 根据 ISO/TS 6336-21 规定的粗糙度系数;
- b —— 齿面宽度;
- F_{bt} —— 发生面内的名义端面载荷;
- K_A —— 使用系数(根据 ISO 6336-1);
- K_{By} —— 斜齿轮载荷系数(见下文);

- $K_{H\alpha}$ ——齿间载荷分配系数(根据 ISO 6336-1);
- $K_{H\beta}$ ——螺旋线载荷分布系数(根据 ISO 6336-1);
- K_v ——动载系数(根据 ISO 6336-1);
- $v_{\Sigma,C}$ ——节点的切向速度之和(见 7.2);
- $\eta_{\theta oil}$ ——进油口或油池温度下的动力黏度;
- $\rho_{n,C}$ ——节圆直径处的法向相对曲率半径;
- Ra ——有效算术平均粗糙度值(见 5.3);
- X_L ——润滑油系数(见表 4)。

用公式(87)~公式(89)计算的斜齿轮载荷系数(K_{By}),考虑到了总重合度增加时摩擦力的增加(见图 16)。



标引符号说明:
 ϵ_γ ——总重合度。

图 16 斜齿轮载荷系数 K_{By}

- 如果 $\epsilon_\gamma \leq 2$:
$$K_{By} = 1.0 \quad \dots\dots\dots (87)$$
- 如果 $2 < \epsilon_\gamma < 3.5$:
$$K_{By} = 1 + 0.2 \cdot \sqrt{(\epsilon_\gamma - 2) \cdot (5 - \epsilon_\gamma)} \quad \dots\dots\dots (88)$$
- 如果 $\epsilon_\gamma \geq 3.5$:
$$K_{By} = 1.3 \quad \dots\dots\dots (89)$$

表 4 润滑油系数(X_L)

油品	X_L
矿物油	1.0
聚烯烃	0.8
非水溶性聚乙二醇	0.7
水溶性聚乙二醇	0.6
牵引液	1.5
磷酸酯类	1.3

14.3 载荷损失系数(H_v)

载荷损失系数(H_v)根据公式(90)和公式(91)进行计算。

如果 $\epsilon_a < 2$:

$$H_v = (\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2 + 1 - \epsilon_a) \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{\pi}{\cos \beta_b} \dots\dots\dots (90)$$

如果 $\epsilon_a \geq 2$:

$$H_v = 0.5 \cdot \epsilon_a \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{\pi}{\cos \beta_b} \dots\dots\dots (91)$$

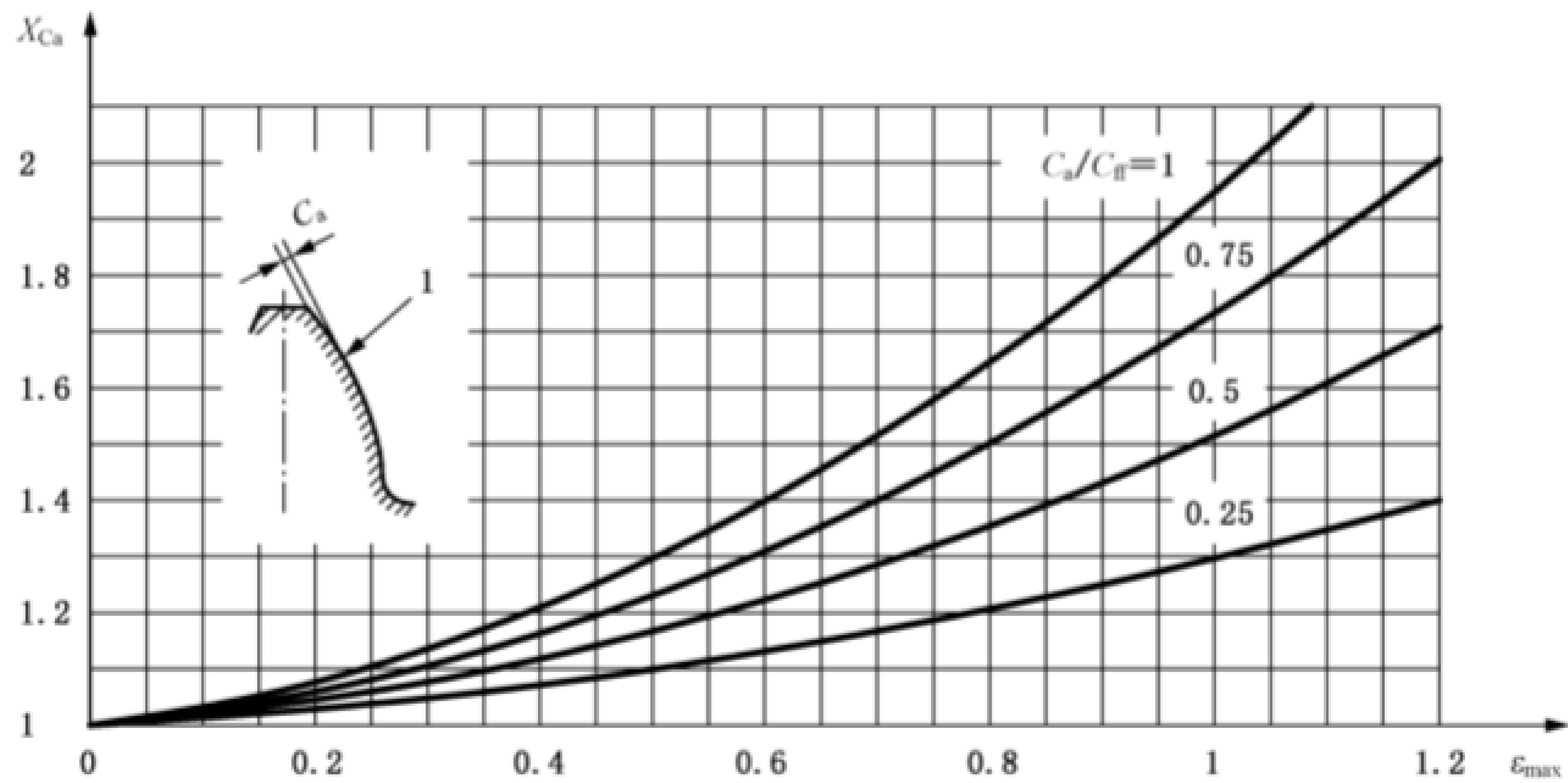
式中:

- z_1 ——小齿轮的齿数;
- z_2 ——大齿轮的齿数;
- β_b ——基圆螺旋角;
- ϵ_1 ——小齿轮的齿顶圆重合度;
- ϵ_2 ——大齿轮的齿顶圆重合度;
- ϵ_a ——端面重合度。

14.4 齿顶修缘系数(X_{Ca})

啮合齿的弹性变形导致齿顶在高滑动区域过载。从图 17 和图 18 可见,齿顶修缘系数(X_{Ca})考虑了齿廓修形对这种过载的积极影响。

根据 ISO 1328-1,齿顶修缘系数适用于 ISO 公差等级 ≤ 6 的齿轮。对于精度较低的齿轮, X_{Ca} 将被设定为 1(见 ISO 6336-1)。



- 标引说明:
- 1 ——单对齿接触的上界点;
 - ϵ_{max} —— ϵ_1 和 ϵ_2 的较大值。

图 17 根据方法 A 的齿顶修缘系数(X_{Ca})

图 17 中的曲线可用公式(92)近似表示。

如果 $A \leq 6$:

$$X_{Ca} = 1 + \left[0.06 + 0.18 \left(\frac{C_a}{C_{eff}} \right) \right] \cdot \epsilon_{max} + \left[0.02 + 0.69 \left(\frac{C_a}{C_{eff}} \right) \right] \cdot \epsilon_{max}^2 \dots\dots\dots (92)$$

式中:

ϵ_{max} ——取 ϵ_1 或 ϵ_2 中的较大值。

公式(92)引入的齿顶名义修缘量(C_a)取决于公式(93)~公式(98)中给出的齿顶修缘的实际值

(C_{a1} 、 C_{a2})、有效齿顶修缘量(C_{eff})、齿顶重合度和功率流方向。

当 $C_{a1} \leq C_{eff}$ 时：

$C_a = C_{a1}$ (93)

当 $C_{a1} > C_{eff}$ 时：

$C_a = C_{eff}$ (94)

当小齿轮驱动大齿轮且 $\epsilon_1 \leq 1.5 \cdot \epsilon_2$ 或大齿轮驱动小齿轮且 $\epsilon_1 \leq (2/3) \cdot \epsilon_2$ ；

当 $C_{a2} \leq C_{eff}$ 时：

$C_a = C_{a2}$ (95)

当 $C_{a1} > C_{eff}$ 时：

$C_a = C_{eff}$ (96)

式中：

C_{eff} ——有效齿顶修缘(见下文)。

有效齿顶修缘(C_{eff})是齿顶修缘的总量,用于补偿单对齿接触中的弹性变形。

对于直齿轮：

$C_{eff} = \frac{K_A \cdot F_t}{b \cdot c'}$ (97)

对于斜齿轮：

$C_{eff} = \frac{K_A \cdot F_t}{b \cdot c_{\gamma a}}$ (98)

式中：

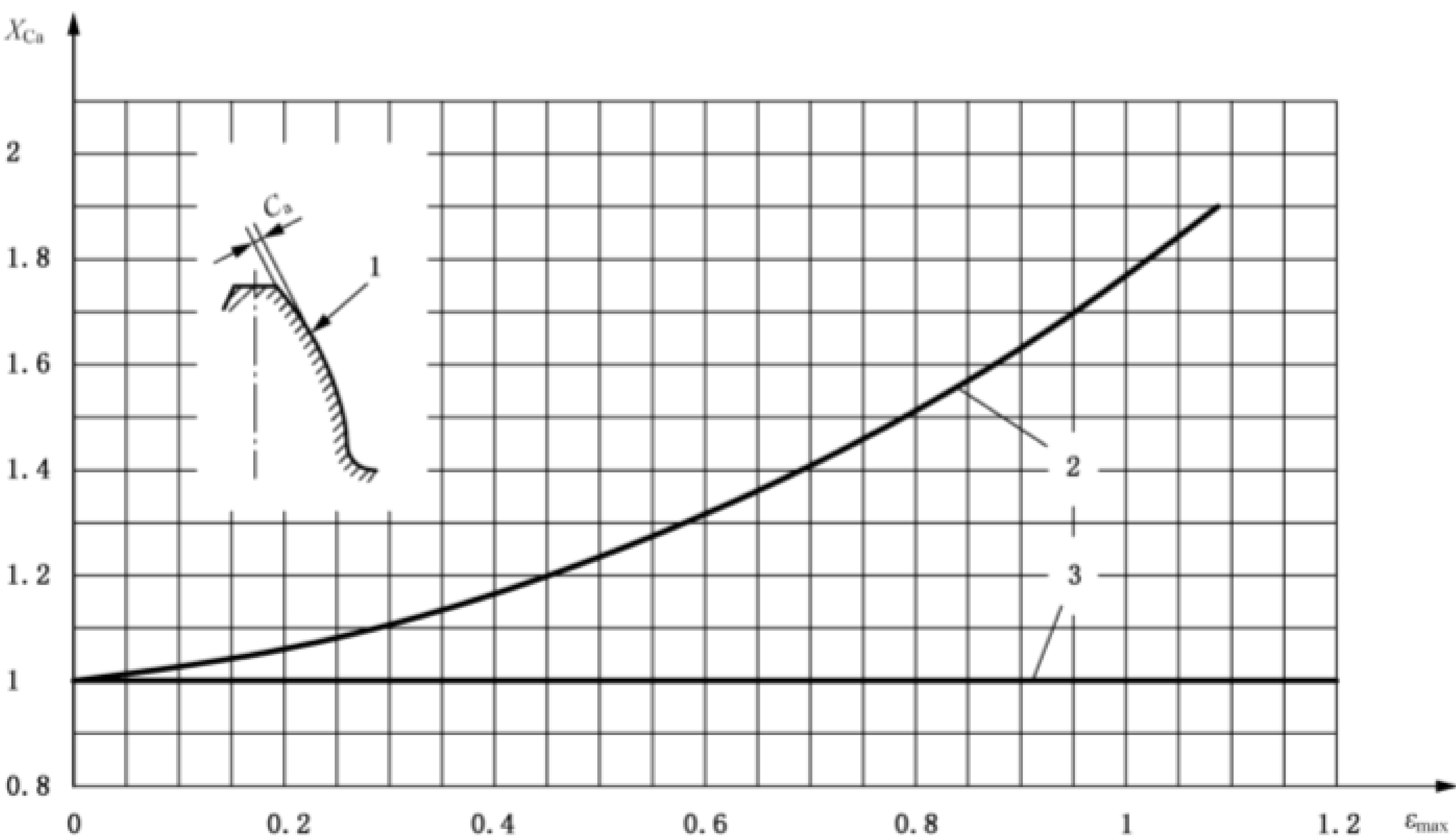
b ——齿宽；

c' ——一对轮齿单位齿宽上单齿啮合刚度(根据 ISO 6336-1)；

$c_{\gamma a}$ ——单位齿宽的啮合刚度的平均值(根据 ISO 6336-1)；

F_t ——分度圆上端面切向载荷；

K_A ——使用系数(根据 ISO 6336-1)。



标引说明：

- 1 ——单对齿接触的上界点；
 - 2 ——根据制造商的经验,齿轮副经过了适当的齿顶修缘；
 - 3 ——齿顶无修缘或无适当修缘；
- ϵ_{max} —— ϵ_1 和 ϵ_2 的较大值。

图 18 根据方法 B 的齿顶修缘系数(X_{Ca})

图 18 中的曲线可用公式(99)近似表示。

$$X_{Ca} = 1 + 0.24 \times \epsilon_{max} + 0.71 \times \epsilon_{max}^2 \dots\dots\dots (99)$$

- 如果小齿轮驱动大齿轮, $\epsilon_1 > 1.5 \cdot \epsilon_2$, 主动齿轮有适当的齿顶修缘且 $A \leq 6$;
 - 如果小齿轮驱动大齿轮, $\epsilon_1 \leq 1.5 \cdot \epsilon_2$, 从动齿轮有适当的齿顶修缘且 $A \leq 6$;
 - 如果大齿轮驱动小齿轮, $\epsilon_1 > (2/3) \cdot \epsilon_2$, 主动齿轮有适当的齿顶修缘且 $A \leq 6$;
 - 如果大齿轮驱动小齿轮, $\epsilon_1 \leq (2/3) \cdot \epsilon_2$, 从动齿轮适当的齿顶修缘且 $A \leq 6$ 。
- 在所有其他情况下, $X_{Ca} = 1.0$ 。

14.5 润滑系数(X_s)

润滑系数考虑了浸油润滑比喷射润滑有更好的热传导效果, 以下数值适用:

- $X_s = 1.2$ 适用于喷油润滑;
- $X_s = 1.0$ 适用于浸油润滑;
- $X_s = 0.2$ 适用于浸没在油中的齿轮。

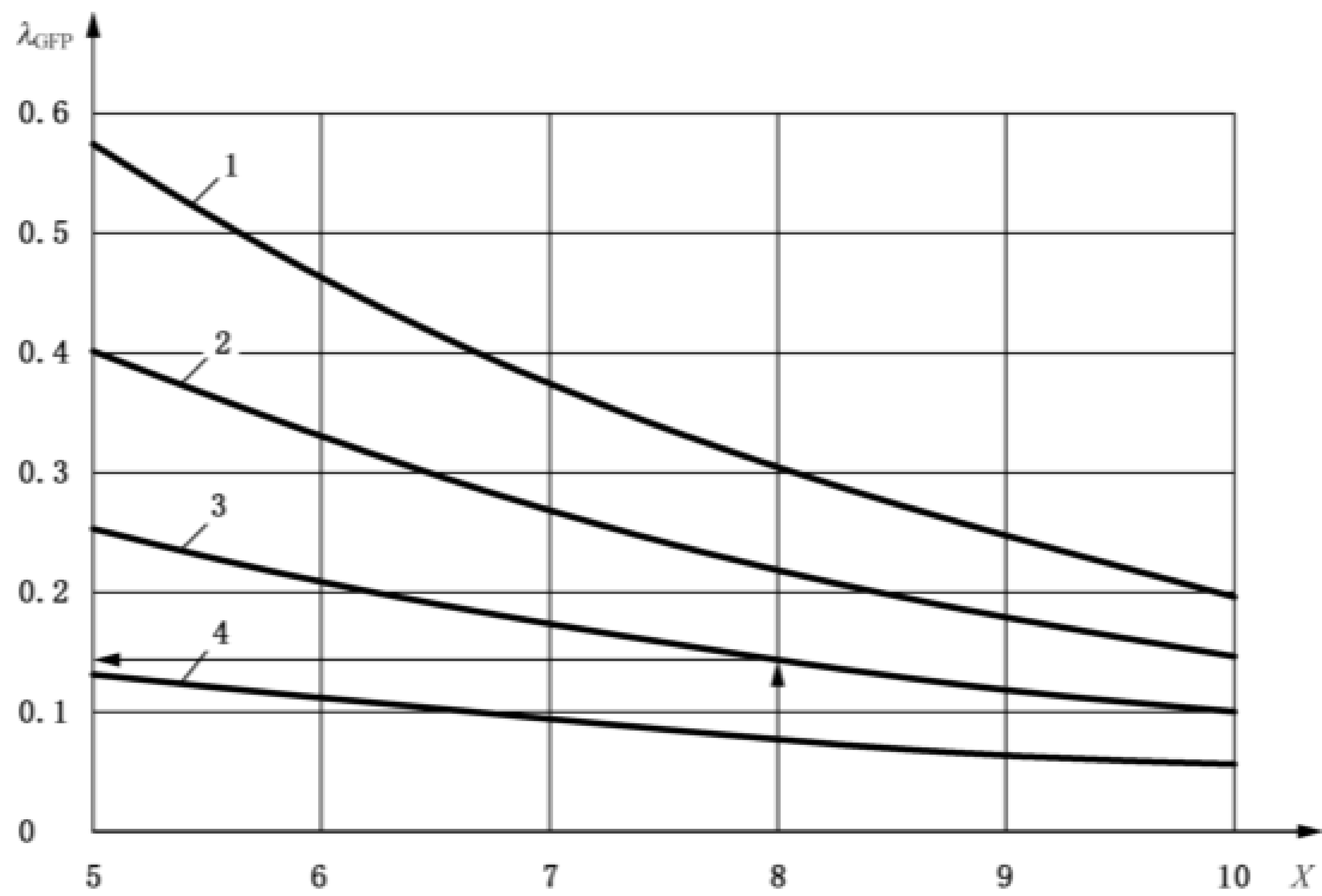
附录 A
(资料性)

根据 FVA-信息表 54/7,对发生微点蚀试验结果的油品进行许用膜厚比的计算

本附录中的信息仅作为参考,不宜作为本文件中所定义的整体方法中的一部分。

根据 FVA-信息表 54/7^[7],FVA-FZG-微点蚀试验是一种用于评估齿轮润滑油微点蚀承载能力的试验方法。

对于本试验程序中研究的矿物油, λ_{GFP} 可根据润滑油的名义黏度和 C-GF/8.3/90 试验中达到的失效载荷级 SKS 从图 A.1 中得出。所述值间数值可能通过插值得到。



标引说明：
X ——失效载荷级(=SKS)；
1 ——ISO VG 460；
2 ——ISO VG 220；
3 ——ISO VG 100；
4 ——ISO VG 32。

图 A.1 矿物油的许用最小膜厚比与润滑油名义黏度和 FVA-FZG 微点蚀试验 C-GF/8.3/90，
 $Ra = 0.50\ \mu\text{m}$ 条件的失效负荷级 SKS 的关系

对于其他试验条件或不同于图 A.1 的润滑油,在达到失效载荷级,指定的 C-GF 型试验齿轮的接触点 A 的临界膜厚比(λ_{GFT})是根据公式(2)计算得到的。FVA-信息表 54/7 中规定了 C-GF 型试验齿轮所需的齿轮几何形状。在这种情况下,许用膜厚比(λ_{GFP})根据公式(A.1)来定义。材料系数(W_w)考虑了当与 C-GF 型标准渗碳试验齿轮材料有差异时对齿轮材料的影响。

$$\lambda_{GFP} = 1.4 \cdot W_w \cdot \lambda_{GFT} \qquad \dots\dots\dots (A.1)$$

式中：
 W_w ——材料系数(见表 A.1)；
 λ_{GFT} ——通过试验确定的膜厚比(见 5.3)。

表 A.1 材料系数(W_w)

材料	材料系数(W_w)
表面渗碳钢,奥氏体含量: ——小于 25 % ——大于 25 %	1.0 0.95
气体氮化钢($HV>850$)	1.5
感应淬火,火焰硬化钢	0.65
整体淬火钢	0.5

附录 B
(资料性)
 λ_{GFP} 的参考值

根据 5.4,许用膜厚比(λ_{GFP})宜根据试验研究或服役经验来确定。如果数据或经验无法获得,则提供一些通用的数据(仅作参考)。这些数值与根据 FVA-信息表 54/7^[7]的试验方法得出的结果有很好的相关性,其中 λ_{GFP} 可用公式(A.1)计算出一个通用的参考许用值。

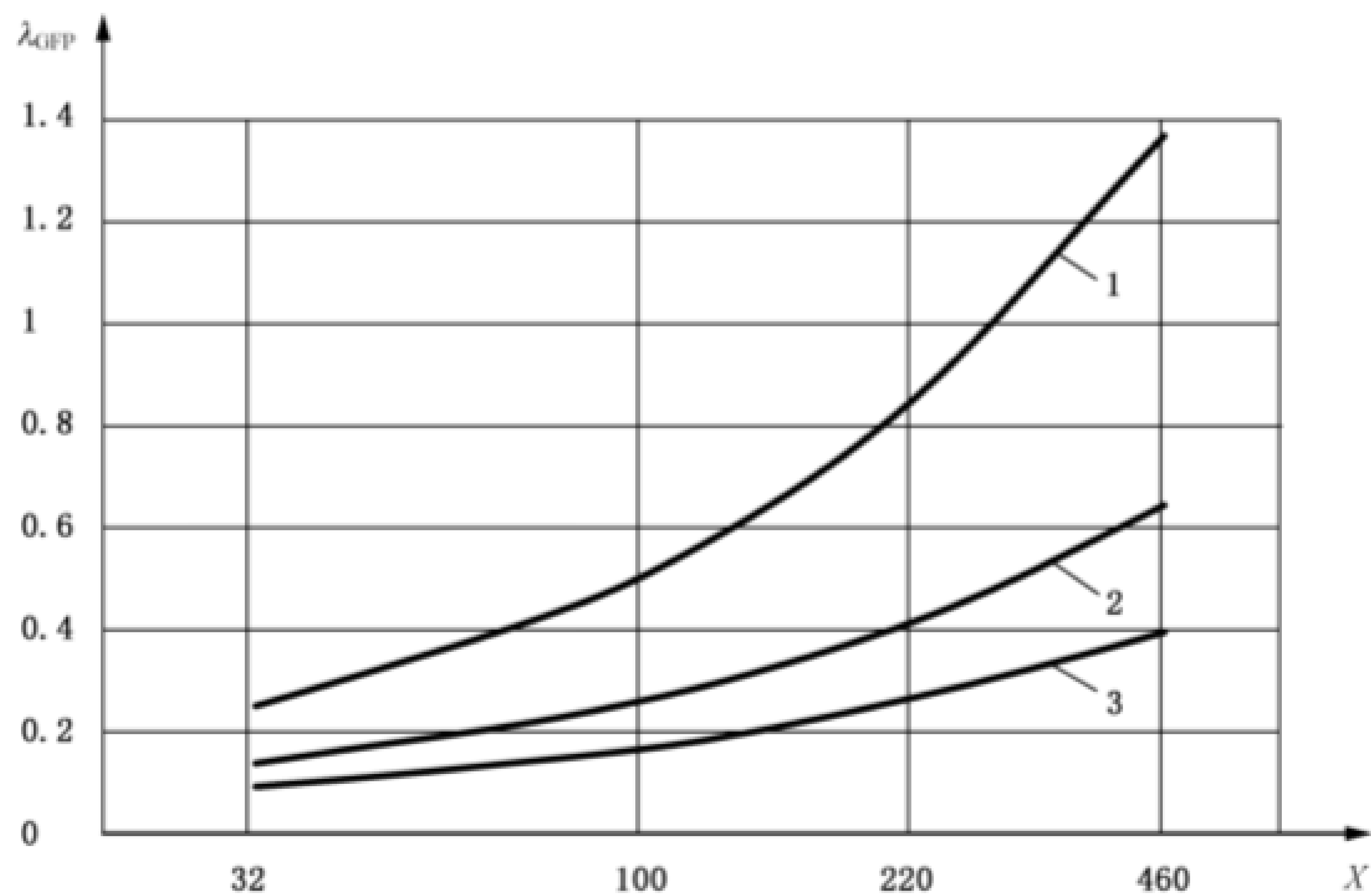
图 B.1、图 B.2 和图 B.3 显示了油温 θ_{oil} 在 60 °C、90 °C 和 120 °C 时,矿物油的最小许用膜厚比($\lambda_{GFP,min}$)的参考值,它是关于润滑油名义黏度和润滑油微点蚀性能(质量)的函数。

润滑油微点蚀性能(MP)定义如下。

- 质量等级 MP-L 指没有专门为抗微点蚀而开发的润滑油。质量等级 MP-L 的润滑油在特定油温 θ_{oil} 下的 FVA-FZG-微点蚀试验中通常不超过失效载荷级(SKS)7。
- 质量等级 MP-Q 规定了高质量的润滑油,通常含有某些抗微点蚀的添加剂,并用于标准工业应用。这类润滑油在特定油温(θ_{oil})下的 FVA-FZG 微点蚀试验中通常达到 SKS 8 级或 SKS 9 级。
- 质量等级 MP-E 规定了更高质量的润滑油,应用于完全不准许出现微点蚀的场合。这种润滑油通常用于风力发电机,在特定油温下的 FVA-FZG-微点蚀试验中达到或超过 SKS 10 级。

如果没有关于所用润滑油的具体信息,宜使用质量等级为 MP-L 的润滑油。

其他油温的参考值可在图 B.1、图 B.2 和图 B.3 之间进行插值。如有必要,宜考虑安全裕度。图 B.1、图 B.2 和图 B.3 中规定的数值以外的其他润滑油名义黏度和油温(θ_{oil})不宜外推。在恒定的黏度等级(ISO VG)下,对于其他典型的基础油类型(PAO、PAG),显示的参考值通常是安全的。有关所用润滑油的更精确的信息,请联系润滑油供应商。



标引说明:

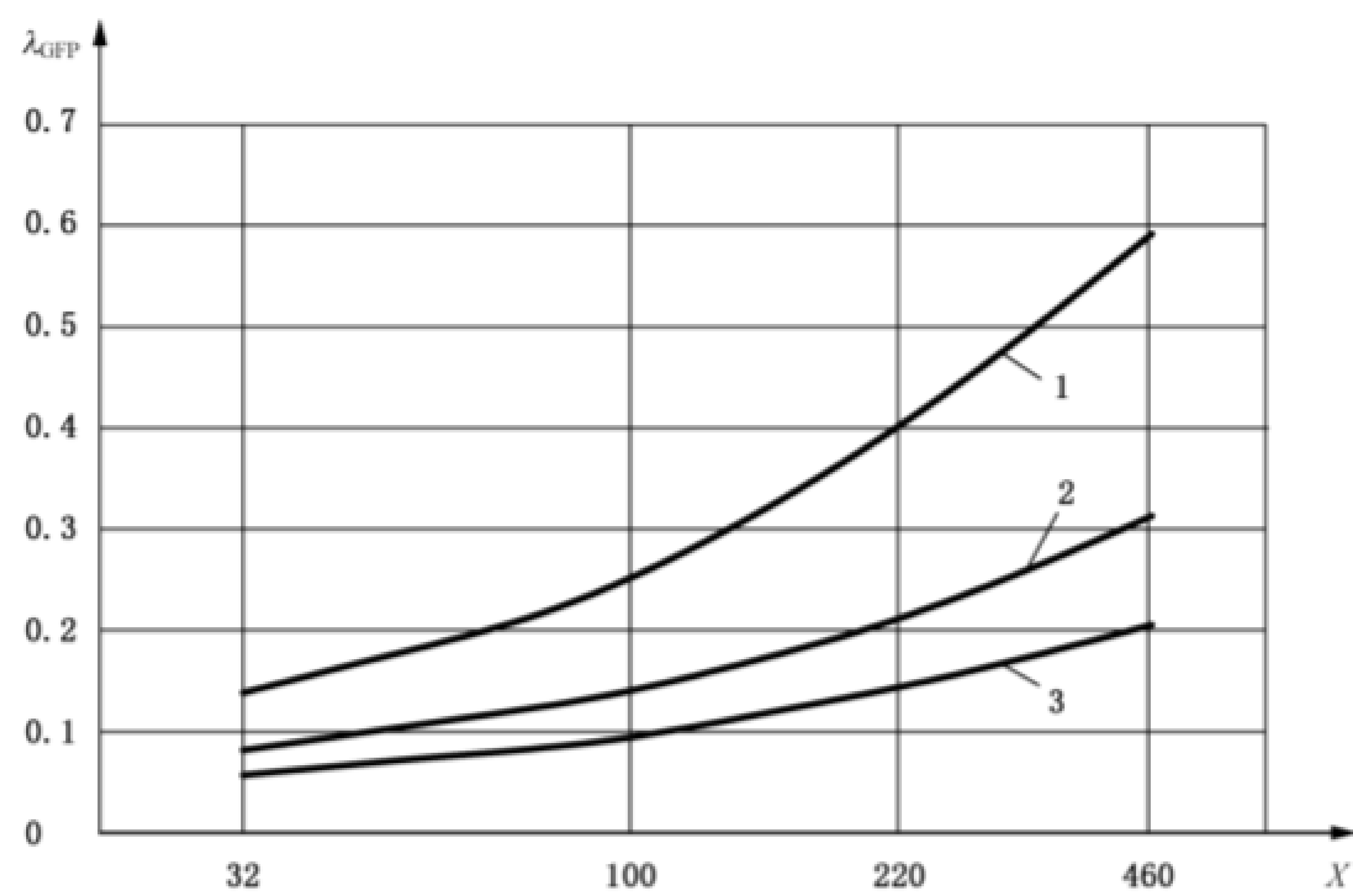
1 ——MP-L: $\lambda_{GFP} = 0.0279 \cdot X^{0.6303}$;

2 ——MP-Q: $\lambda_{GFP} = 0.0185 \cdot X^{0.5747}$;

3 ——MP-E: $\lambda_{GFP} = 0.0138 \cdot X^{0.5413}$;

X —— 润滑油的名义黏度,单位为平方毫米每秒(mm²/s)。

图 B.1 油温 $\theta_{oil} = 60\text{ °C}$ 时矿物油的最小许用膜厚比与润滑油名义黏度和润滑油微点蚀性能(质量)的关系



标引说明：

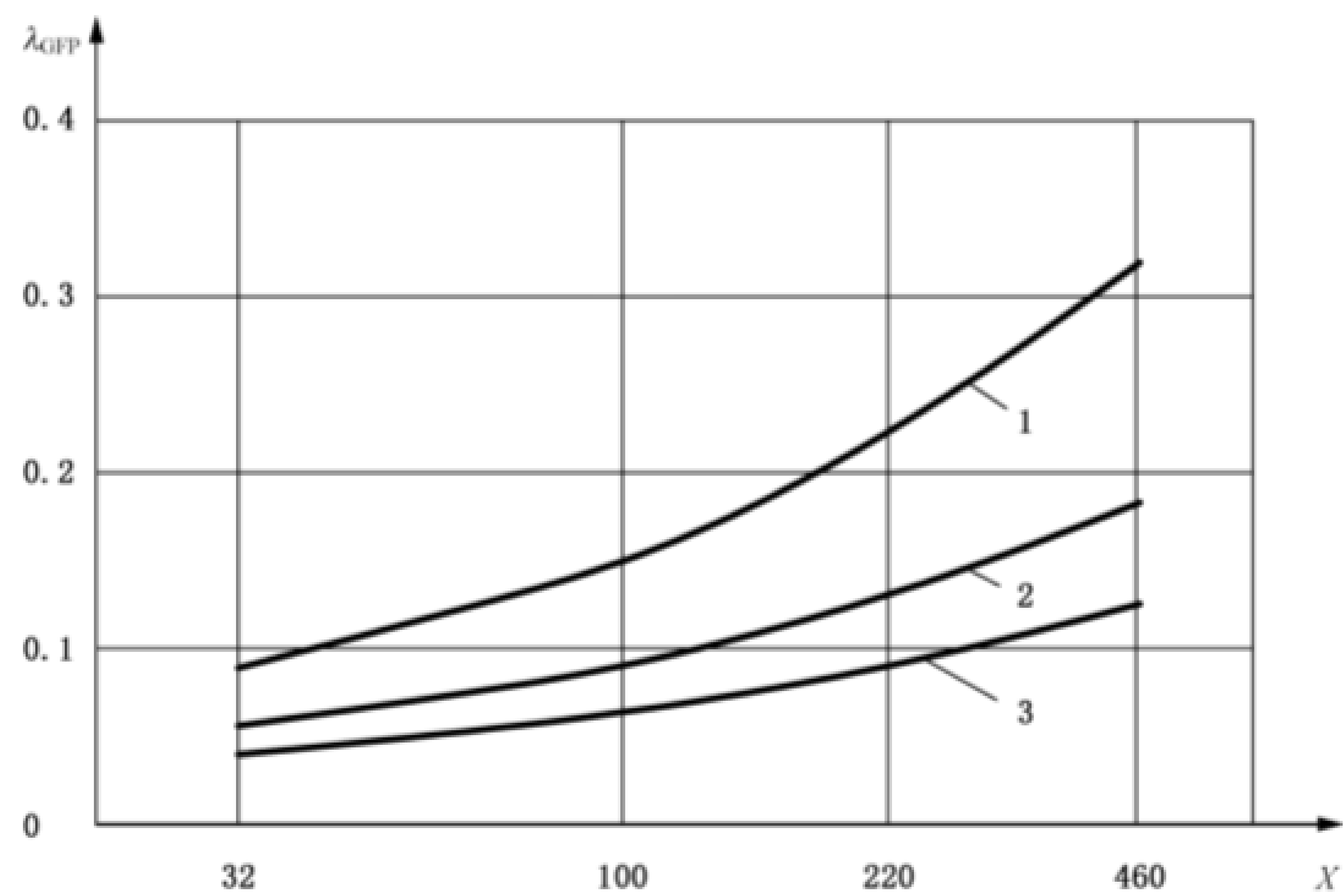
1 ——MP-L: $\lambda_{GFP} = 0.021\ 5 \cdot X^{0.539\ 3}$ ；

2 ——MP-Q: $\lambda_{GFP} = 0.014\ 9 \cdot X^{0.492\ 9}$ ；

3 ——MP-E: $\lambda_{GFP} = 0.011\ 3 \cdot X^{0.469\ 4}$ ；

X ——润滑油的名义黏度，单位为平方毫米每秒(mm²/s)。

图 B.2 油温 $\theta_{oil} = 90\ ^\circ\text{C}$ 时矿物油的最小许用膜厚比与润滑油的名义黏度和润滑油微点性能(质量)的关系



标引说明：

1 ——MP-L: $\lambda_{GFP} = 0.017\ 4 \cdot X^{0.469\ 5}$ ；

2 ——MP-Q: $\lambda_{GFP} = 0.012\ 3 \cdot X^{0.434\ 8}$ ；

3 ——MP-E: $\lambda_{GFP} = 0.009\ 3 \cdot X^{0.419\ 9}$ ；

X ——润滑油的名义黏度，单位为平方毫米每秒(mm²/s)。

图 B.3 油温 $\theta_{oil} = 120\ ^\circ\text{C}$ 时矿物油的最小许用膜厚比与润滑油名义黏度和微点蚀性能(质量)的关系

参 考 文 献

- [1] ISO/TS 6336-20 Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 20: Calculation of scuffing load capacity (also applicable to bevel and hypoid gears)—Flash temperature method
- [2] ISO/TS 6336-21 Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 21: Calculation of scuffing load capacity (also applicable to bevel and hypoid gears)—Integral temperature method
- [3] ISO 10825 Gears—Wear and damage to gear teeth—Terminology
- [4] AGMA 925-A03 Effect of Lubrication on Gear Surface Distress, 2003
- [5] BGA-DU P602. Gear Micropitting Procedure. Test Procedure for the Evaluation of Micropitting Performance of Spur and Helical Gears. 2008 Buzdygon K.J., & Cardis A.B., A Short Procedure to Evaluate Micropitting Using the New AGMA Designed Gears. AGMA Fall Technical Meeting, 2004
- [6] Buzdygon K.J., & Cardis A.B., A Short Procedure to Evaluate Micropitting Using the New AGMA Designed Gears. AGMA Fall Technical Meeting, 2004
- [7] Det Norske Veritas. Classif. Note 41.2, Calculation of gear rating for marine transmissions. 1993
- [8] Dowson D., & Higginson G.R. Elastohydrodynamic Lubrication. Pergamon Press, Oxford, 1966
- [9] Elstorpff M.-G., Einflüsse auf die Grübchentragsfähigkeit einsatzgeharteter Zahnradpaare bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. Dissertation Technische Universität München, 1993
- [10] FVA-Information Sheet 54/7, Test procedure for the investigation of the micropitting capacity of gear lubricants. 1993
- [11] McGrew J.M. Elastohydrodynamic Lubrication-Preliminary Design Manual. Tech. Rep. AFAOL Tr-70-27, WP AFB, Ohio (USA), November 1970
- [12] Oster P., Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. Dissertation Technische Universität München, 1982
- [13] Schönnenbeck G., Einfluss der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich $1 \cdots 9$ m/s, Dissertation Technische Universität München, 1984
- [14] Schrade U., Einfluss von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragsfähigkeit von Zahnradgetrieben. Dissertation Technische Universität München, 2000
- [15] Theissen J., Eignungsnachweise von Schmierölen für Industriegetriebe. 11th International Colloquium, 13.-15.1.1998, Technische Akademie Esslingen, 1998
- [16] Theyse F.H. Die Blitztemperaturmethode nach Blok und ihre praktische Anwendung bei Zahnradpaaren. Schmiertechnik 1, S. pp. 22-29, 1967

中 华 人 民 共 和 国
国家标准化指导性技术文件
直齿轮和斜齿轮承载能力计算
第 22 部分：微点蚀承载能力计算
GB/Z 3480.22—2024/ISO/TS 6336-22:2018

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲 2 号(100029)
北京市西城区三里河北街 16 号(100045)

网址:www.spc.net.cn

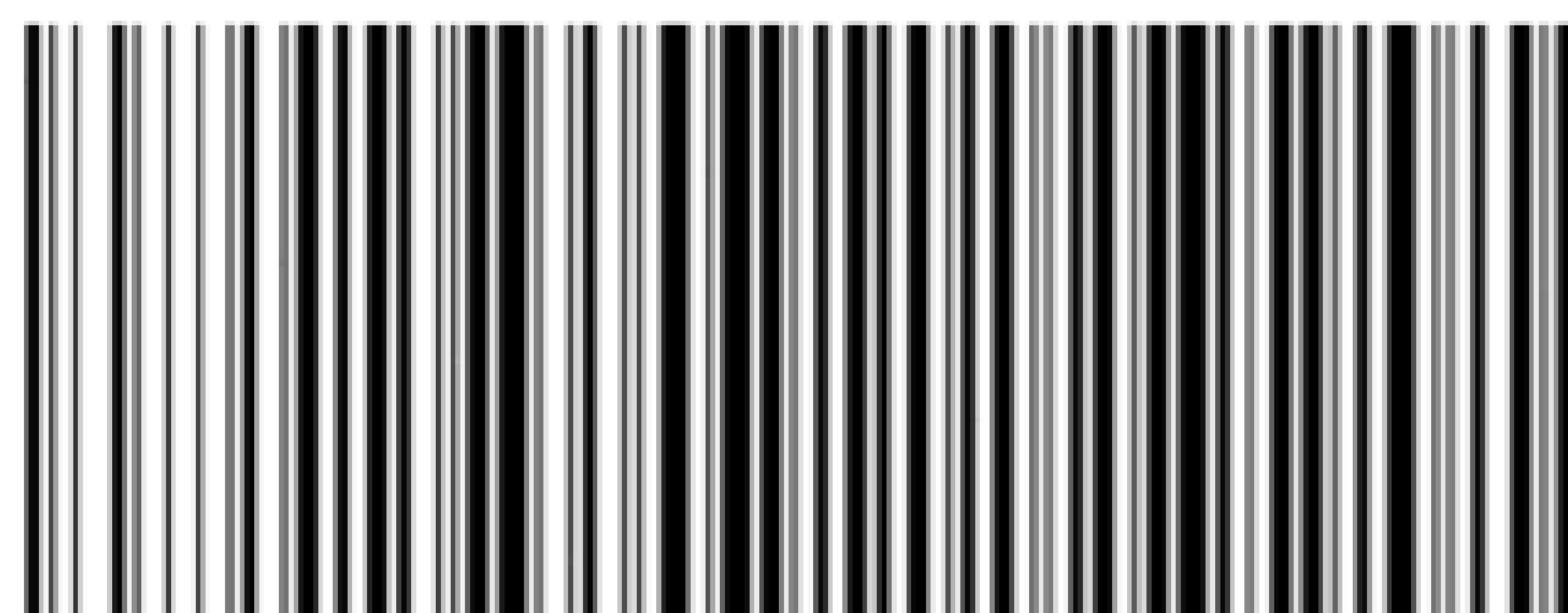
服务热线:400-168-0010

2024 年 4 月第一版

*

书号:155066·1-75788

版权专有 侵权必究



GB/Z 3480.22-2024